

Università degli Studi di Napoli

Federico II

Dipartimento di Scienza ed Ingegneria dello Spazio

“Luigi G. Napolitano”, P.le Tecchio n.80



**TESI DI DOTTORATO DI RICERCA IN
INGEGNERIA AEROSPAZIALE, NAVALE E DELLA QUALITA'**

XVIII ciclo

Indirizzo : Fluidodinamica Microgravitazionale

*“Influenza dell’effetto Marangoni sull’efficienza di
heat pipes per applicazioni spaziali”*

Tutor: Ch.mo Prof. Ing. R. Monti, Ch.mo Prof. Ing. R. Savino

Coordinatore: Ch.mo Prof. Ing. A. Moccia

Candidato: Ing. di Francescantonio Nicola

Indice

Obiettivi e contenuti della presente tesi di dottorato.....	4
Ringraziamenti.....	5
Nomenclatura.....	7

Cap. 1 - ``Heat pipes e ruolo dell'effetto Marangoni ``	9
1.1 Principio di funzionamento di <i>heat pipes</i> e loro applicazioni.....	10
1.2 Elementi principali di un heat pipe.....	15
1.3 Effetti della gravità	19
1.4 Influenza dell'effetto Marangoni	21

Cap. 2 -: “ <i>Misure di tensioni superficiali di soluzioni alcoliche con effetto Marangoni inverso</i> ”	29
2.1 Introduzione.....	30
2.2 Fenomeni superficiali e loro applicazioni.....	31
2.3 Misure di tensione superficiale.....	37
- 2.3.1 La cella sperimentale	38
- 2.3.2 Il sistema di controllo termico.....	39
- 2.3.3 Il tensiometro.....	40
2.4 Descrizione della tecnica per la misura della tensione superficiale.....	43
2.5 Misure di tensione superficiale di liquidi puri.....	50
- 2.5.1 Acqua distillata.....	50
- 2.5.2 Etanolo.....	51
- 2.5.3 Olio di silicone con viscosità cinematica di 3cst.....	52

2.6	Misure di tensione superficiale di soluzioni acquose con andamento non lineare della tensione superficiale in funzione della temperatura.....	53
- 2.6.1	Acqua ed N-eptanolo.....	54
- 2.6.2	Acqua ed Ottanolo.....	55
- 2.6.3	Acqua e Butanolo.....	57
2.7	Conclusioni.....	58

Cap. 3 - “Comportamento di liquidi in presenza di convezione alla Marangoni”59

3.1	Introduzione.....	60
3.2	La configurazione sperimentale.....	63
3.3	Comportamento di liquidi puri in condizioni isoterme e in presenza di gradiente termico	65
3.4	Influenza della convezione naturale e alla Marangoni	71
- 3.4.1	Gradiente termico antiparallelo alla direzione della gravità terrestre.....	73
- 3.4.2	Gradiente termico parallelo alla direzione della gravità terrestre.....	76
- 3.4.3	Gradiente termico inclinato rispetto alla direzione della gravità terrestre.....	76
3.5	Comportamento di una soluzione acquosa ad effetto Marangoni inverso.....	76

Cap. 4 - “ Applicazioni della soluzione di n-eptanolo in configurazioni sperimentali simili a quella di un heat pipe”81

4.1	Introduzione.....	82
4.2	La configurazione sperimentale.....	82
4.3	Interpretazione dei risultati sperimentali con l’ausilio di soluzioni numeriche	84
4.4	Un nuovo liquido per gli heat pipes.....	92
4.5	Comportamento di un cilindro di vetro riscaldato ad un’estremità.....	92
- 4. 5.1	Configurazione verticale.....	93
- 4. 5.2	Configurazione orizzontale.....	96

- 4. 5.3 Interpretazione dei risultati sperimentali con l'ausilio di soluzioni numeriche.....	102
4.6 Confronto tra i risultati relativi al caso dell'acqua pura e di una soluzione di acqua ed eptanolo.....	107

Cap. 5 - ``Studio dell'efficienza di heat pipes contenenti soluzioni con effetto Marangoni inverso``.....	109
5.1 Introduzione.....	110
5.2 Procedura utilizzata per il riempimento degli heat pipes.....	111
5.3 Descrizione dell'apparato sperimentale.....	112
5.4 Prove nell'ambiente con la ventola : risultati sperimentali.....	115
5.5 Prove sotto vuoto con raffreddamento ad acqua : risultati sperimentali.....	119
- 5. 5.1 Risultati sperimentali:le distribuzioni di temperatura lungo l'heat pipe...	124
5.6 Prove nell'ambiente senza sistema di raffreddamento.....	130
5.7 Configurazione 'a termosifone ' : l'effetto positivo della gravità.....	134
5.8 L'effetto negativo della gravità.....	138
5.9 Configurazione verticale con l'evaporatore in alto.....	141
5.10 L'importanza della concentrazione di alcool in soluzione ed il ruolo che riveste nelle prestazioni di un heat pipe.....	145
5.11 Prove nell'ambiente e con la ventola : heat pipes con diametro da 8 mm.....	147
5.12 Analisi delle prestazioni di un heat pipe.....	148

Cap. 6 - `` Conclusioni ``.....	153
Riferimenti bibliografici	154

Obiettivi e contenuti della presente tesi di dottorato

L'obiettivo principale della presente Tesi di Dottorato è stato quello di studiare l'influenza dell'effetto Marangoni sulle fenomenologie tipiche degli heat pipes. Mediante una sistematica attività sperimentale, condotta parallelamente a simulazioni numeriche, si è studiato il ruolo delle forze di tensione superficiale sul funzionamento di heat pipes e, al tempo stesso, sono stati proposti fluidi dalle particolari proprietà di tensione superficiale, in modo da migliorarne le prestazioni, soprattutto in condizioni di microgravità. Tra i principali risultati vanno menzionati:

- 1) la caratterizzazione delle proprietà di soluzioni alcoliche con andamento non lineare della tensione superficiale in funzione della temperatura;
- 2) lo studio dell'effetto Marangoni inverso e delle sue implicazioni sul funzionamento di heat pipes;
- 3) la misura dello scambio termico di heat pipes in diverse configurazioni (verticale, orizzontale), utilizzando acqua pura e soluzioni alcoliche con diverse concentrazioni.

In particolare, confermando le previsioni teoriche, gli heat pipes riempiti con soluzioni ad effetto Marangoni inverso hanno mostrato prestazioni migliori rispetto a quelle di heat pipes convenzionali (contenenti acqua bi-distillata).

Ringraziamenti

24 Ottobre 2002. Discuto la mia tesi di Laurea in Ingegneria Aerospaziale. 24 Ottobre 2005. Discuto la mia tesi di dottorato in Ingegneria Aerospaziale dinanzi al collegio dei docenti dell'Università di Napoli. Esattamente, tre anni dopo, stesso mese, stesso giorno, sempre noi, io da un lato della scrivania, e i professori della Federico II dall'altra.. Quando si dice "la storia che si ripete".....e nel mezzo? Tre anni di vita corsi su due strade, le solite che accompagnano quotidianamente ogni individuo, quella del lavoro e quella del sociale. A 29 anni, nel 2005, un ragazzo come me comincia a realizzare che con il passare degli anni le cose cambieranno, che in un futuro 24 Ottobre di tanti anni dopo, sarà difficile continuare a parlare di "due" strade, in un mondo, in un'epoca, la mia, in cui il lavoro progressivamente ti risucchia, ti costringe a trascorrere seduto a una scrivania, dinanzi all'immane computer dei nostri giorni, o in un laboratorio, buona parte della giornata "lavorativa", che poi finisce con l'essere la tua giornata, e basta! E magari ti trovi a interrogarti, "che fine ha fatto l'altra strada?", realizzando che si è trasformata, rimanendo in tema, in piccole aree di sosta sul lungo percorso del lavoro. Piccole aree di sosta, sì, ma essenziali per continuare a viaggiare, per andare avanti. E a queste aree di sosta, alle mie, è principalmente dedicato questo paragrafo di ringraziamenti.... A Papà, prima di tutti. Le esigenze di vita ci hanno portato a vivere in due città diverse, che per gli impegni lavorativi sono risultate essere più "lontane" di quanto non lo siano geograficamente, ma nonostante tutto, la sua onnipresenza, in tutti i momenti difficili, mi ha sempre spronato a dare il meglio di me stesso nel mio lavoro e soprattutto a "pensare in grande". A mia Mamma, un graffio di colore nella mia vita. A Moreno e Marcello, alle loro attenzioni, disponibilità, al tempo che mi hanno dedicato e col quale hanno allietato il mio soggiorno a Napoli in questi ultimi 5 anni. Al prof. Monti e al prof. Savino, per l'inquadramento didattico e professionale che spero porti i suoi frutti negli anni a venire. A Fabrizio e Stefano, per quello che mi hanno regalato, professionalmente parlando e NON, nei due anni di "convivenza alla Grande Fratello" all'interno dei laboratori del DISIS.

Al Tappero, che con la sua amicizia, a tratti severa, mi ha spronato ad essere più professionale nel mio lavoro e mi è stato a fianco nel mio viaggio alla scoperta del Giappone. Al dott. Youshiuki Abe, che mi regalato la gioia di un rapporto professionale, e al tempo stesso, umano bellissimo. A Nunzia, ultima in ordine di apparizione, ma solo in quello....Ai suoi sacrifici per starmi vicino, alle difficoltà affrontate per reinventarsi, alle sue attese, alla sua pazienza, al calore del suo amore, regalo più bello di quest'ultimo anno.

A tutti voi, grazie.....

Nomenclatura:

P_v = pressione in fase vapore

P_L = pressione nel liquido

T = temperatura

C = concentrazione in soluzione

g = accelerazione di gravità

h_{fg} = entalpia di vaporizzazione del fluido

L_{eff} = lunghezza effettiva

L_{evap} = lunghezza evaporatore

L_{adiab} = lunghezza tratto adiabatico

A = superficie

A_c = area della sezione trasversale formata dal liquido al condensatore

A_E = area della sezione trasversale formata dal liquido all'evaporatore

A_M = valor medio delle diverse aree delle sezioni trasversali formate dal liquido nel *groove*

Sc = Perimetro del menisco al condensatore

S_E = Perimetro del menisco all'evaporatore

r_{eff} = raggio effettivo dei pori nel wick

K_{eff} = conduttività effettiva

K_w = permeabilità del wick

σ = tensione superficiale

τ_M = sforzi di taglio viscosi

μ = viscosità dinamica

ρ = densità

α = angolo di inclinazione

β_T = coefficiente di espansione solutale

θ = Angolo di contatto

$\partial\sigma / \partial T = \sigma_T$ = coefficiente di variazione della tensione superficiale con la temperatura

$\partial\sigma / \partial C = \sigma_C$ = coefficiente di variazione della tensione superficiale con la concentrazione

F_T = forza tangenziale legata al gradiente di tensione superficiale

γ = forza unitaria di tensione superficiale

γ_{sa} = tensione interfacciale solido-aria

γ_{la} = tensione interfacciale liquido-aria

γ_{sl} = tensione interfacciale solido-liquido

R_1, R_2 = raggi principali di curvatura della goccia di un liquido

a = raggio di curvatura all'apice della goccia

q = flusso termico

Q = Carico termico;

s = spostamento

F = forza

R = raggio del capillare

Cap.1 - ``Heat pipes e ruolo dell'effetto Marangoni ``

1.1 Principio di funzionamento di *heat pipes* e loro applicazioni

Negli ultimi 10 anni, lo sviluppo tecnologico di sistemi elettronici dalle prestazioni sempre più elevate è passato attraverso la risoluzione di problemi nevralgici come

- **il dimensionamento**; la tecnologia viene racchiusa in uno spazio più piccolo, adeguandola alle esigenze di una società che tende a miniaturizzare quanto la circonda, dagli elettrodomestici alla telefonia mobile, dalle macchine utilitarie ai lettori mp3, macchine fotografiche digitali, etc.
- **la dissipazione del calore**, prodotto dal funzionamento degli stessi apparati elettronici

Per avere un'idea di come tali esigenze siano cambiate nel tempo, basti pensare all'evoluzione avuta negli ultimi anni nella realizzazione di microprocessori (MPU – Micro Processor Units) per *computers* dal 1995 al 2002, e di come parallelamente sia aumentata la quantità di calore da smaltire per il loro corretto funzionamento:

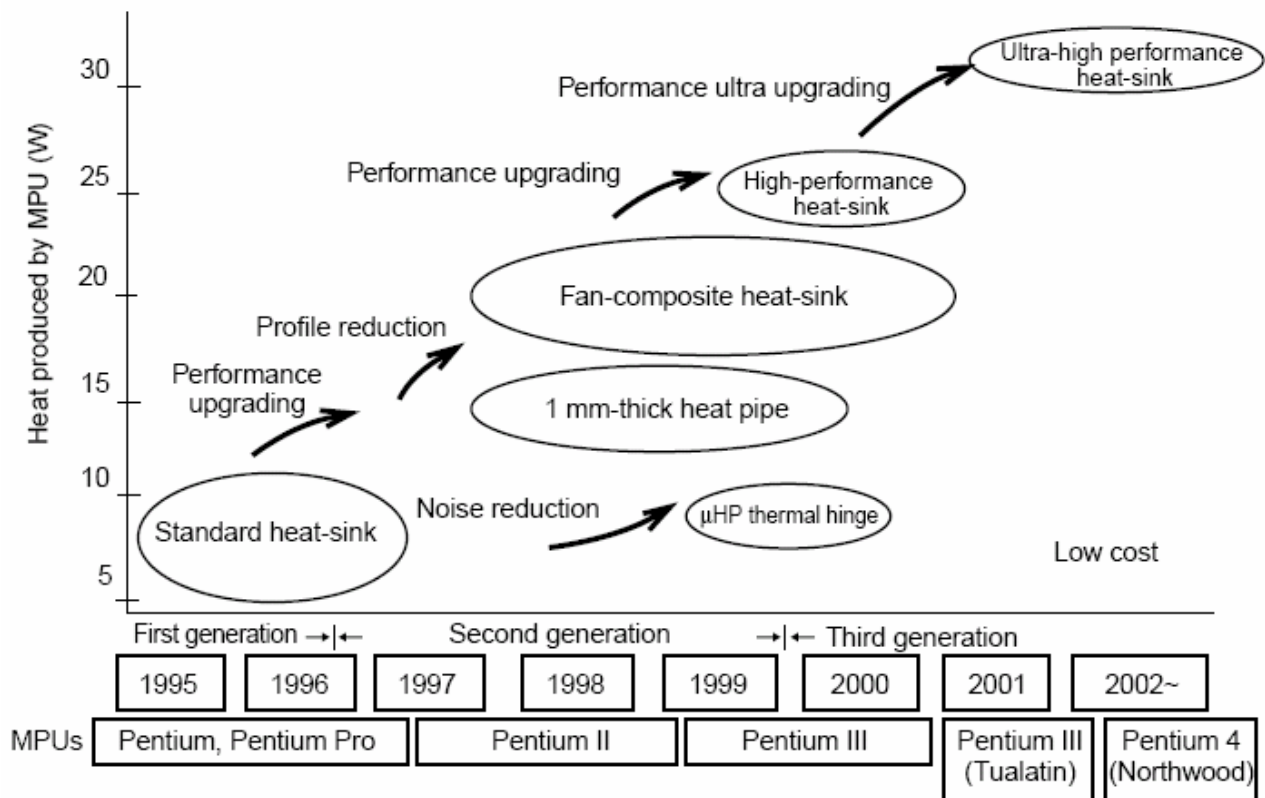


Fig.1 Soluzioni tecnologiche per dissipare il calore di MPU realizzate negli ultimi anni

Tra le diverse soluzioni proposte per risolvere il problema della dissipazione del calore, hanno trovato crescente applicazione nuovi dispositivi del tipo “evaporation-based” come gli *heat pipes*, letteralmente “tubi di calore”, impiegati come scambiatori di calore da utilizzare in molte applicazioni sia terrestri che spaziali.

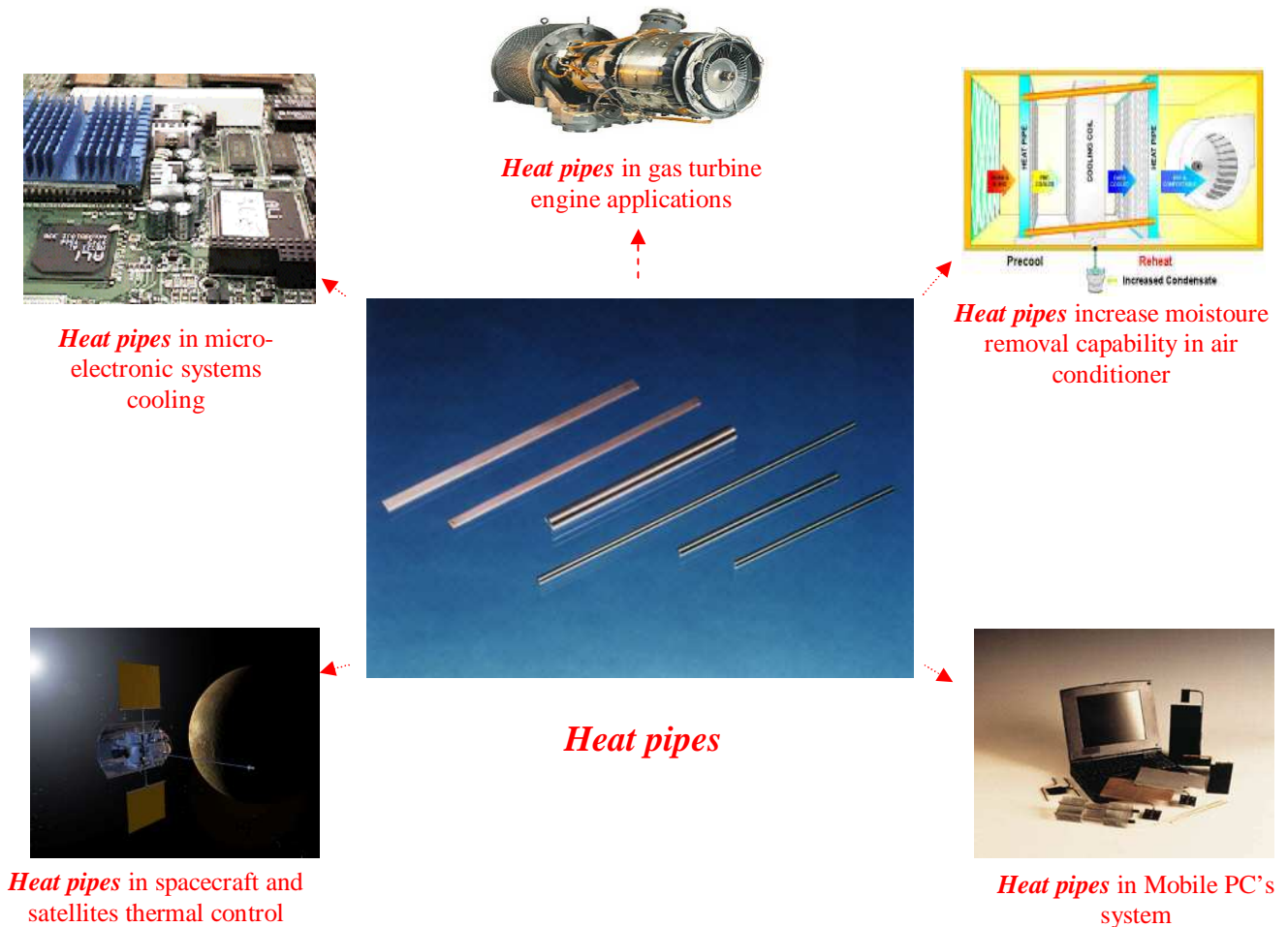


Fig. 2 Applicazioni terrestri e spaziali di un heat pipe

Un heat pipe è un semplice dispositivo capace di trasferire con grande efficienza notevoli quantità di calore da un'estremità all'altra. In genere si presenta come un tubo metallico, in rame o in alluminio, sulla cui superficie interna sono presenti complesse strutture capillari; tali strutture possono essere dei veri e propri cilindri, cavi al centro e dello spessore dell'ordine del decimo di millimetro. Possono essere inserite nel tubo dopo esser state realizzate in sede separata, oppure possono essere ricavate direttamente nello spessore del tubo attraverso complessi procedimenti di estrusione. L'heat pipe viene quindi riempito con un piccolo quantitativo di liquido dopo che al suo interno è stato fatto preventivamente il vuoto, e successivamente viene chiuso e sigillato alle estremità.

Il principio di funzionamento di tale dispositivo, di cui è data una dettagliata descrizione nei paragrafi che seguono, è abbastanza semplice. Il liquido presente all'interno di un heat pipe, infatti, ne bagna le superfici interne che corrono da un'estremità all'altra. Se si pone una di queste estremità a contatto con una sorgente di calore da raffreddare, ad esempio un processore di un computer, il liquido evapora, assorbendo una quantità di calore pari al suo calore latente di evaporazione. Il vapore, la cui pressione è più alta rispetto a quella presente nella restante parte dell'heat pipe, viene trasportato all'interno del contenitore sigillato per condensare in una regione più fredda (nota come "condensatore"), rilasciando il calore latente di vaporizzazione precedentemente assorbito.

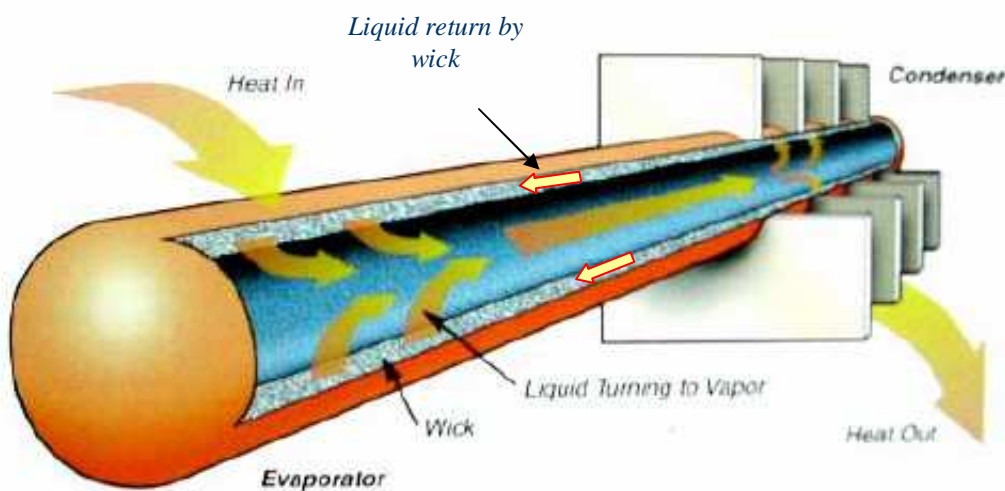


Fig.3 Modalità "passiva" di trasferimento di calore in un heat pipe

A questo punto si intuisce il ruolo importante che riveste la scelta dei liquidi da impiegare come *working fluids* per l'heat pipe, perchè una delle proprietà chimico - fisiche che il liquido deve avere è, appunto, un elevato calore latente di vaporizzazione. Ma altrettanto importante è la scelta delle strutture capillari interne al tubo, grazie alle quali vengono generate quelle forze capillari che consentono al liquido ottenuto dalla condensazione nella regione fredda dell'heat pipe, di ritornare verso quella zona a contatto con la sorgente di calore da dissipare (nota come "evaporatore"), chiudendo dunque il ciclo di funzionamento.

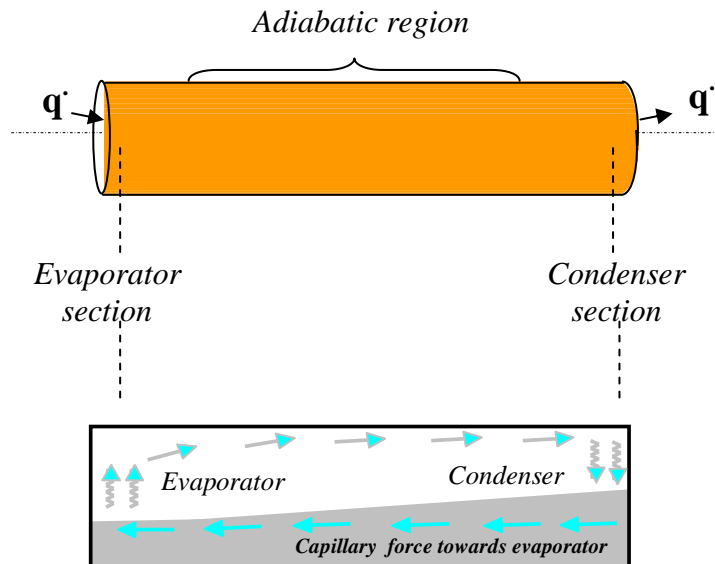


Fig. 4 Schema del ciclo di funzionamento di uno scambiatore di calore “evaporation-based”

In ambito più strettamente applicativo l’heat pipe ha un’estremità connessa con un blocco di metallo (rame o alluminio) a stretto contatto con la superficie da raffreddare (spesso vengono usate delle speciali paste termicamente conduttive per migliorare il contatto fra le due parti), mentre all’altra estremità sono saldate delle alette, anch’esse di metallo (rame o alluminio), raffreddate da una ventola per dissipare il calore proveniente dall’altra estremità:

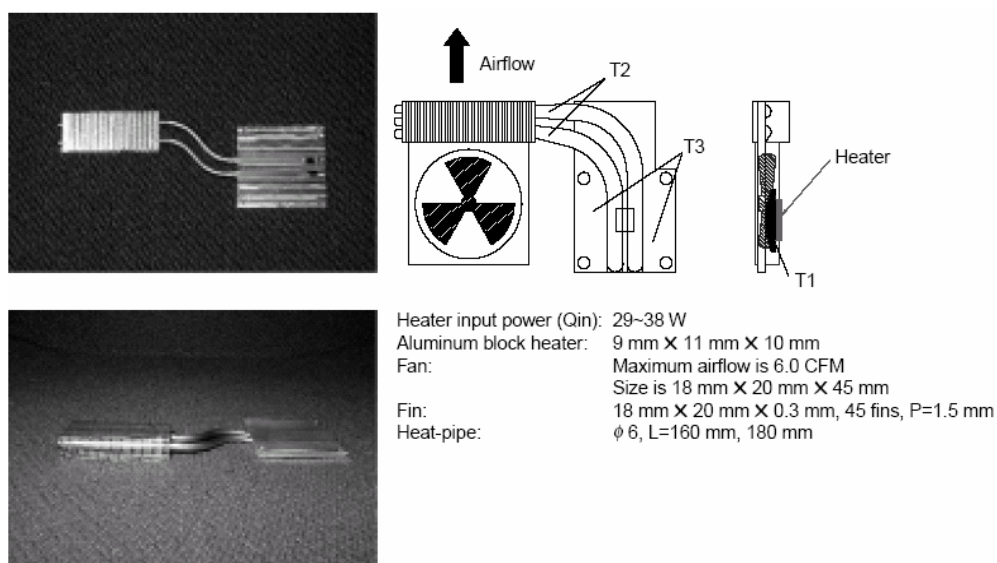


Fig.5 Schema di un heat pipe utilizzato in ambito industriale

Il vantaggio di tali dispositivi è legato alla grande quantità di energia che può essere smaltita attraverso il passaggio di fase del fluido all'interno dell'heat pipe; infatti il calore latente di evaporazione dei liquidi impiegati per il riempimento sotto vuoto è relativamente alto (ad esempio, nel caso dell'acqua pari a circa 540 cal/gr), per cui la quantità di energia smaltita per effetto del passaggio di fase è molto alta. Più in dettaglio, la conduttività termica effettiva di un heat pipe si definisce come :

$$K_{\text{eff}} = Q \cdot L_{\text{eff}} / (A \cdot \Delta T) \quad [W/m^{\circ}C]$$

con

Q = carico termico $[W]$

$L_{\text{eff}} = (L_{\text{evap}} + L_{\text{cond}})/2 + L_{\text{adiab}} \quad [m]$

L_{evap} = lunghezza evaporatore

L_{cond} = lunghezza condensatore

L_{adiab} = lunghezza tratto adiabatico ($L_{\text{totale}} - L_{\text{evap}} - L_{\text{cond}}$)

ΔT = differenza di temperatura tra le estremità

Se ora si considera il dissipatore riportato in figura,

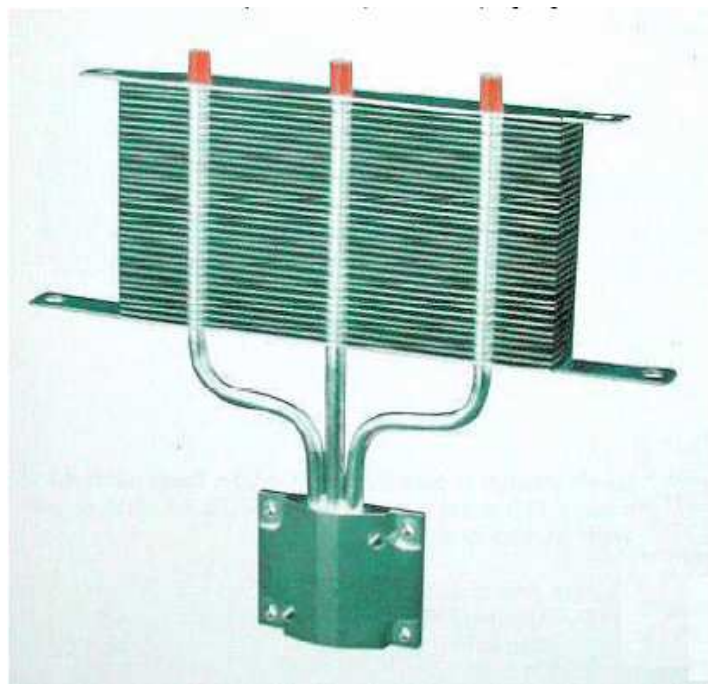


Fig. 6 Dissipatore a “3 heat pipes”

caratterizzato da tre heat pipes che lavorano contemporaneamente. Le condizioni di funzionamento sono: $Q=90\text{W}$, $L_{\text{eff}}=15\text{cm}$, $A=32\text{cm}^2$, ΔT di 3°C . Applicando la formula, si ottiene una conducibilità termica effettiva $K_{\text{eff}} \approx 47000 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, che se confrontata con la conduttività termica del rame pari a circa $390 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, dà un'idea della grande capacità di scambio termico dell'heat pipe. Introdotto da Gaugler nel 1944, il concetto di heat pipe fu applicato concretamente solo nel 1962, quando nel Los Alamos Laboratory del New Mexico, Grover [22] ne costruì e provò diversi prototipi dimostrandone l'efficienza e le potenzialità. Da allora, gli heat pipes hanno trovato crescente applicazione in molti dei processi di scambio termico che regolano il funzionamento di molti dispositivi terrestri e spaziali. Tuttavia vi sono ancora diversi problemi connessi con il loro funzionamento. L'attività di ricerca presentata con questo lavoro di dottorato ha l'obiettivo di analizzare i meccanismi termofluidodinamici alla base del funzionamento e dell'efficienza di tali dispositivi, sia in presenza della gravità terrestre che in condizioni di gravità ridotta (piattaforme spaziali). Prima però di addentrarci nei risultati di tale attività, a completamento del quadro introduttivo sugli heat pipes vanno spese due parole sulle diverse tipologie esistenti dei componenti fondamentali impiegati per realizzare un heat pipe (contenitore, struttura capillare interna e fluido usato per il riempimento).

1.2 Elementi principali di un heat pipe

Tre sono i componenti fondamentali di un heat pipe:

- il contenitore
- la struttura capillare interna
- il fluido di lavoro

Per ciascuno di essi è importante la selezione del materiale di costruzione, le proprietà termofisiche, e soprattutto la compatibilità con gli altri componenti.

La funzione del **contenitore** è prevalentemente quella di isolare il liquido dall'ambiente esterno. Il materiale con cui viene fatto il contenitore deve essere compatibile sia con il fluido di lavoro usato per il riempimento, sia con la struttura capillare, deve essere resistente a eventuali fenomeni di corrosione susseguenti ad interazioni con l'ambiente, deve essere sufficientemente malleabile per poterne ricavare le forme e le dimensioni desiderate per il contenitore che si vuole realizzare, e non deve essere poroso al fine di evitare la diffusione del vapore verso l'esterno del tubo. I materiali in genere utilizzati sono rame ed alluminio.

Il **fluido di lavoro** utilizzato per il riempimento degli heat pipes deve rispondere a diversi requisiti in merito alle sue caratteristiche chimico - fisiche. Anzitutto è preferibile che il fluido abbia un elevato calore latente di vaporizzazione, al fine di poter trasferire grandi quantità di calore con piccoli flussi di massa. La conducibilità termica è preferibile che sia abbastanza elevata al fine di minimizzare i gradienti di temperatura in direzione radiale nell'heat pipe. Alto è pure il valore che si preferisce abbia la tensione superficiale, perchè d'aiuto all'heat pipe nell'operare anche "contro" l'azione della forza di gravità terrestre in configurazione di lavoro verticale, con l'evaporatore posto in alto ed il condensatore in basso; infatti, più alto è il valore della tensione superficiale, maggiori sono le forze capillari che si innescano nell'heat pipe. E'altresì necessario che il fluido "bagni" tanto la struttura capillare quanto il materiale di cui è fatto il contenitore (i.e. l'angolo di contatto deve essere prossimo a zero o comunque molto piccolo). Bassa deve essere la sua viscosità in fase liquida come in fase vapore. Non ultima, la tensione di vapore del fluido al di sopra del range di temperatura operativo scelto, deve essere sufficientemente grande da evitare velocità elevate in fase vapore, che potrebbero essere fonte di instabilità fluidodinamiche.

Tre sono le categorie dei fluidi impiegati negli heat pipes:

- ***high temperatures fluids*** (a cui appartengono liquidi metallici come potassio, litio e sodio)
- ***low to moderate temperature fluids*** (i.e. acqua, etanolo, metanolo, etc.)
- ***cryogenic fluids*** (i.e. elio, neon, ossigeno e nitrogeno)

Infine, le **strutture capillari interne** di un heat pipe. Come già accennato, la struttura capillare interna di un heat pipe causa principalmente l'innescò di forze capillari che consentono al liquido di ritornare all'evaporatore. La qualità ed il tipo di struttura capillare giocano un ruolo molto importante nella definizione delle prestazioni di un heat pipe, pertanto, la loro scelta costituisce un momento fondamentale nella caratterizzazione dell'attività operativa che sarà espletata dall'heat pipe. Alcune strutture capillari, infatti, note come **wicks** (o stoppino, fatto ad esempio in materiale sinterizzato), sono in grado di produrre notevoli forze capillari per le quali l'heat pipe può anche lavorare contro l'azione della forza di gravità terrestre, in configurazione verticale con l'evaporatore posto in alto ed il condensatore all'estremità in basso. Altre strutture capillari, invece, vedi quelle di tipo **``groove``** (ovvero, tanti piccoli canali che corrono da un'estremità all'altra dell'heat pipe, lungo la superficie interna del tubo, di forme diverse ed ottenuti mediante un processo di estrusione direttamente dallo spessore del contenitore metallico), producono forze tipicamente meno intense di quelle che si hanno con i materiali sinterizzati.

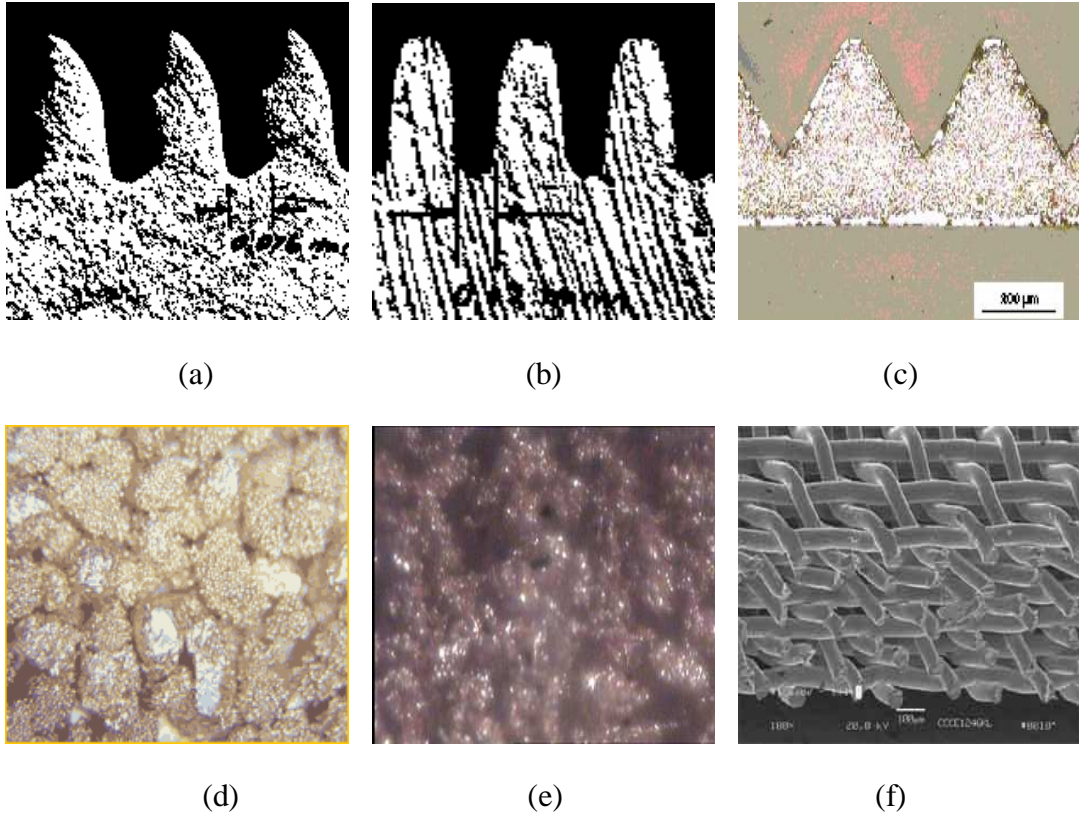


Fig. 7 Alcune tipologie di Strutture Capillari: Grooved (a-b-c), Materiale sinterizzato (d-e), Wire Meshes al SEM (f)

Nel caso di heat pipes con strutture capillari porose in materiale sinterizzato, per garantire il funzionamento nell' heat pipe deve verificarsi che:

$$\Delta p_c \geq \Delta p_w + \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_g \quad (1.1)$$

dove con Δp_c si è indicata la pressione capillare di pompaggio, Δp_w sono le cadute di pressione che avvengono nella struttura *wick* e che sono anche le perdite più forti, Δp_l sono quelle dovute alla diversa pressione idrostatica, Δp_v quella tra la fase vapore dell'evaporatore e del condensatore e Δp_g quelle che sono dovute alle forze gravitazionali, positive e negative a seconda dell'orientamento. Di seguito riportiamo l'espressione dei due termini più significativi della disuguaglianza (1.1)

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma \cos(\vartheta)}{r_{ef}} \quad \Delta p_w \propto \frac{\mu Q}{h_{fg} K_w} = \frac{\mu m}{K_w} \quad (1.2)$$

in cui

σ Tensione superficiale

θ angolo di contatto

r_{ef} raggio effettivo dei pori del wick

μ viscosità del liquido

K_w permeabilità del wick

Q carico termico

h_{fg} entalpia di vaporizzazione del fluido

$\dot{m} = Q / h_{fg}$

Nel caso di heat pipes con strutture capillari del tipo `grooved`, l'innescò di forze capillari nei *grooves* si lega essenzialmente alla variazione del raggio di curvatura dell'interfaccia liquido vapore che si ottiene quando si analizza in sezione il liquido nel *groove* passando da un'estremità all'altra, così come riportato nella figura 8, relativa alla configurazione che il liquido assume all'interno di un micro - heat pipe:

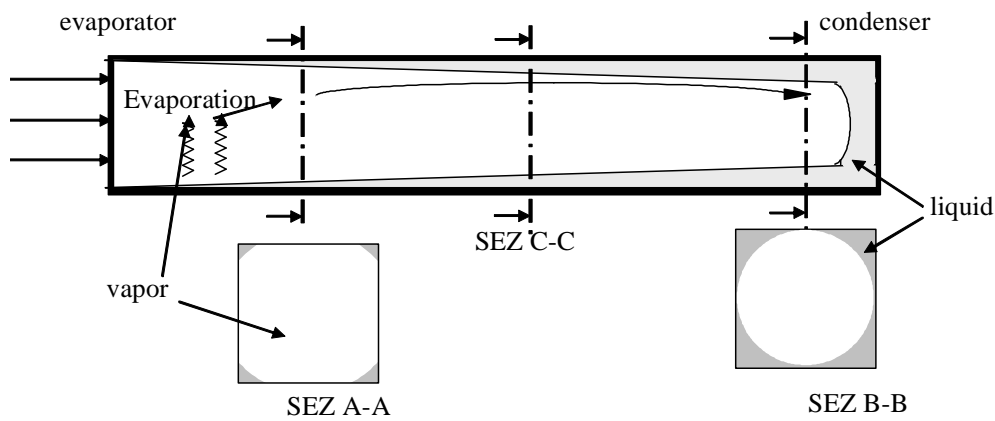


Fig. 8 Distribuzione del fluido di un micro - heat pipe

A tale variazione del raggio di curvatura, infatti, secondo l'equazione di Young – Laplace (che lega il salto di pressione in un punto dell'interfaccia liquido vapore con la tensione superficiale del liquido ed il suo raggio di curvatura, presi sempre in quel punto),

$$P_v(x) - P_l(x) = \frac{\sigma}{r(x)}$$

corrisponde un gradiente di pressione in fase liquida che trasporta il liquido dalla regione più fredda verso la regione più calda dell'heat pipe.

Assumendo, infatti, costante la pressione in fase vapore nel tubo e pari alla tensione di vapore del liquido usato come working fluid a quella temperatura d'esercizio, si avrà che al condensatore, dove il raggio di curvatura dell'interfaccia è più grande di quello all'evaporatore, la pressione in fase liquida è maggiore, e tale differenza di pressione costituisce la *driving force* che regola il trasporto di liquido dal freddo al caldo in un heat pipe. Una delle conseguenze immediate della diversa entità di forze capillari in grado di generare i classici *wicks* (come quelli in materiale sinterizzato) ed i *grooves*, è che l'heat pipe e le sue prestazioni diventano dunque molto sensibili alla sua orientazione nello spazio. Nel paragrafo che segue ci soffermeremo su quanto appena accennato, focalizzando la nostra attenzione sul ruolo della gravità nel funzionamento di un heat pipe.

1.3 Effetti della gravità

Uno dei limiti dell'heat pipe è, come detto, che se la struttura capillare interna non è in grado di innescare elevate forze capillari, allora l'heat pipe non può essere orientato in qualsiasi direzione rispetto al vettore accelerazione di gravità g . In particolare la massima riduzione della capacità di trasporto di calore è nella configurazione verticale con condensatore posizionato sotto l'evaporatore. Difatti,

- *in configurazione verticale, con l'evaporatore posizionato sotto il condensatore* ("configurazione a Termosifone"), il ritorno del liquido verso l'evaporatore si ha non solo per capillarità ma anche, e soprattutto, grazie alla forza di gravità;
- *in configurazione orizzontale*, sono i fenomeni capillari a giocare un ruolo determinante nel trasporto di liquido dal condensatore verso l'evaporatore;
- *in configurazione verticale con il condensatore posizionato sotto l'evaporatore*, l'azione delle forze capillari per il ritorno del liquido all'evaporatore è contrastata dalla forza di gravità che agisce in senso opposto.

Conseguentemente, se per l'heat pipe si utilizzano ad esempio strutture capillari in materiale sinterizzato, le forze capillari saranno tali da garantirne il funzionamento in tutte e tre le configurazioni di lavoro citate, con un lieve calo delle prestazioni nella configurazione operativa "contro la gravità terrestre". Sempre in tale configurazione, se invece si utilizzano *grooves*, le forze capillari che dovrebbero trasportare il vapore condensato verso l'alto (l'evaporatore), sarebbero fortemente contrastate dalla forza di gravità: il risultato è che l'heat pipe non funziona più correttamente, dunque, non trasferisce più calore.

Il problema dell'orientazione dell' heat pipe e, più in generale della dipendenza dalla gravità, viene parzialmente risolto dal micro-heat-pipe [22, 49] :

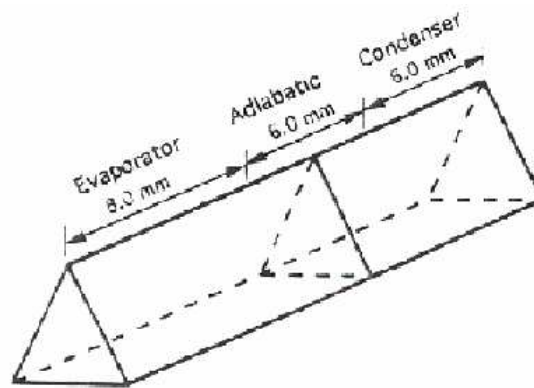


Fig. 9 Configurazione tipica di un Micro – heat pipe

Tale dispositivo nasce dall'esigenza di smaltire quantità di calore sempre maggiori confinate in dimensioni sempre più piccole, inserendosi ottimamente nel trend tecnologico che muove verso soluzioni industriali sempre più miniaturizzate, in particolare micro-processori o micro - sensori di impiego sia spaziale che terrestre. Questo strumento si distingue per le sue dimensioni (lunghezza 10-20 mm, diametro 10-500 micron), a cui corrisponde un numero di Bond ($\rho g L r / \sigma$) < 1 che consente di trascurare gli effetti dovuti alla gravità, e per l'assenza di elementi strutturali interni che inneschino le forze capillari (wicks). Il principio di funzionamento di un micro heat pipe è sostanzialmente lo stesso di un heat pipe convenzionale: il liquido viene trasportato dal condensatore all'evaporatore a causa della differenza di pressione in fase liquida tra evaporatore e condensatore, differenza che si lega ai diversi raggi di curvatura all'interfaccia liquido-vapore (vedi fig.10).

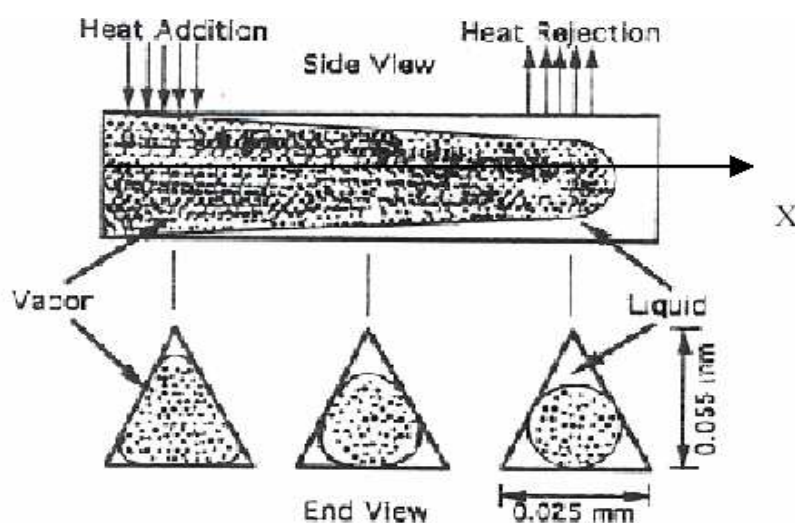


Fig. 10 Schema di funzionamento di un micro- heat-pipe

Quanto al classico heat pipe, e riepilogando quanto fino ad ora detto, le forze principali che regolano il suo corretto ciclo di funzionamento sono:

- **il gradiente di pressione in fase vapore** (per il trasporto del vapore dal caldo al freddo);
- **la forza di gravità e le forze capillari** (per il trasporto di liquido dal freddo al caldo).

In condizioni di gravità terrestre, si è accennato al ruolo di primo piano che assume la forza di gravità nel trasporto del liquido verso l'evaporatore quando la configurazione di lavoro utilizzata per l'heat pipe è quella verticale. Quando la configurazione di lavoro è invece orizzontale, oppure l'heat pipe lavora in condizioni di microgravità (come quelle che si realizzano a bordo di piattaforme spaziali orbitanti attorno alla Terra), sono le forze capillari ad assumere un ruolo primario nel rifornimento di liquido per l'evaporatore. Ed è proprio sul ruolo che giocano tali forze, come sarà spiegato nel paragrafo che segue, che si è incentrata tutta l'attività svolta e documentata in tale tesi di ricerca, che dunque bene si inserisce nel contesto della ricerca sulla Fisica dei Fluidi in Microgravità e mira ad ottimizzare il funzionamento dell'heat pipe non solo in condizioni di gravità terrestre ma anche a bordo di piattaforme spaziali.

1.4 Influenza dell'effetto Marangoni

Lo studio dei fenomeni legati ai flussi convettivi capillari basati sull'effetto Marangoni presso il gruppo di ricerca di Napoli, guidato dal Prof. L.G. Napolitano, risale agli anni 70 ed ebbe la prima verifica sperimentale nell'esperimento sul Fluid Physic Module durante la missione Spacelab 1 (1983): da allora, decine di esperimenti sulla convezione capillare, e sui relativi fenomeni ad essa connessi, sono stati realizzati a Terra e su differenti piattaforme spaziali. L' "effetto Marangoni" è il trasporto di massa lungo la superficie libera di un liquido, risultato di un gradiente di tensione superficiale indotto da gradienti termici e/o gradienti di concentrazione. Più in dettaglio, è noto che a temperature inferiori a quella critica la tensione superficiale di una qualunque sostanza risulta essere una funzione decrescente della temperatura. Il fenomeno su descritto è il principale responsabile del cosiddetto "*Effetto Marangoni*" termico presente all'interfaccia di un sistema liquido-vapore.

Tale effetto è collegato appunto ai movimenti di particelle all'interfaccia tra un liquido e un gas, o tra due liquidi, causati da gradienti della tensione superficiale indotti da variazioni di temperatura e/o da variazioni di concentrazione. Quando sul pelo libero di un liquido è presente un gradiente di temperatura, ad esso corrisponderà un gradiente di tensione superficiale: di conseguenza ci saranno zone di liquido (più fredde) a tensione superficiale maggiore e zone (più calde) a tensione superficiale minore. Questo sbilanciamento nella tensione superficiale causa un moto superficiale dalle zone del liquido più calde a quelle più fredde che prende il nome di **“convezione alla Marangoni”**. A causa della viscosità delle fasi adiacenti alla superficie, il moto superficiale si propaga all'interno delle fasi stesse, dando luogo a moti convettivi:

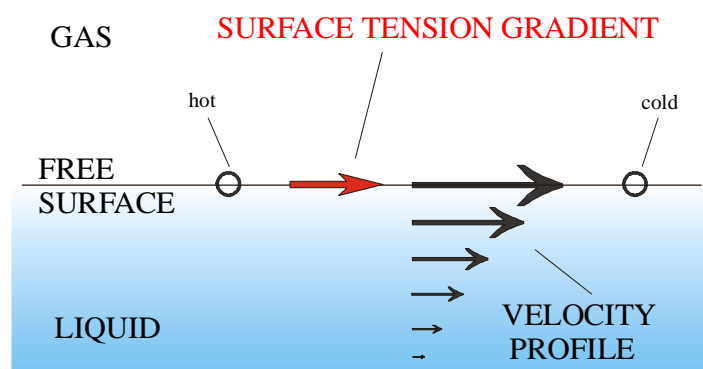


Fig.11 Origine della convezione alla Marangoni

Lo studio dell'effetto Marangoni, ha subito negli ultimi anni un notevole impulso, viste le sue ricadute in vari settori dalla ricerca scientifica che vanno dalla scienza dei materiali alla fisica dei fluidi, dallo studio di processi di combustione a quello di scambiatori di calore di impiego sia spaziale che terrestre. In particolare, nell'ambito dello studio di scambiatori di calore con passaggio di fase (boilers, evaporatori, heat pipes etc.), sono state fatti recentemente numerosi studi per comprendere l'influenza che può avere l'effetto Marangoni sulla loro efficienza. Alcuni ricercatori hanno infatti scoperto che l'effetto Marangoni gioca un ruolo importante nei processi di scambio termico dei sistemi “evaporation based”, influenzando i processi di rifornimento del lato caldo negli heat pipes ed il distacco delle bolle di vapore dal piatto caldo nel caso dei boilers, nonché la dinamica della loro coalescenza / non coalescenza. Cerchiamo ora di capire come l'effetto Marangoni possa essere utilizzato in modo vantaggioso negli heat pipes. L'efficienza del dispositivo “heat pipe” prima presentato è normalmente determinata da quello che è comunemente definito “capillary limit” all'evaporatore.

Tale condizione limite viene raggiunta quando la quantità di liquido che viene trasferita nell'unità di tempo nella parte calda dell' heat pipe risulta troppo piccola e costituisce il *bottle neck* per il trasferimento di calore. L'idea proposta con questo elaborato di ricerca è quella di sfruttare l'effetto Marangoni per assicurare una portata di liquido diretta verso l'evaporatore. In genere i liquidi puri esibiscono una tensione superficiale decrescente con la temperatura, e questo determina un effetto sfavorevole ai fini del trasferimento di liquido dal condensatore all'evaporatore, che in alcuni casi non solo si traduce in un calo di efficienza ma causa un vero e proprio *dry-out* (*essiccamento*) nella zona dell'evaporatore. Come mostrato nella figura di sotto, l'effetto Marangoni provoca la nascita di un flusso di liquido, che si muove in direzione contraria (dal caldo al freddo) a quella propria del condotto capillare di ritorno (dal freddo al caldo).

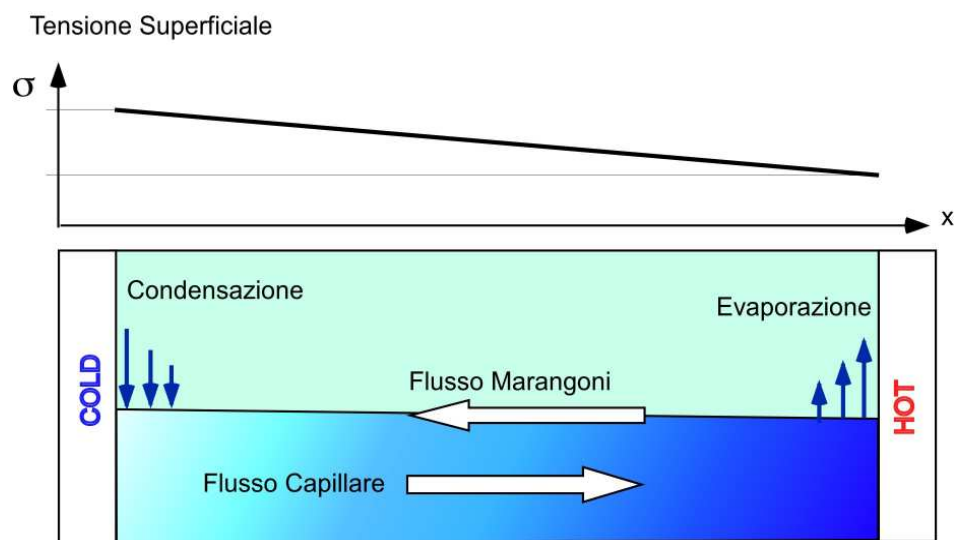


Fig. 12 Effetto Marangoni tipico. La tensione superficiale (σ) è decrescente con la temperatura. Il gradiente di temperatura genera un gradiente di tensione superficiale che induce un moto all'interfaccia tra il liquido ed il suo vapore che si oppone al moto del liquido nell'heat pipe.

In alcuni lavori di ricerca,[20] tale trasporto di massa è stato riconosciuto come la causa primaria della riduzione in efficienza della capacità di trasferire calore, osservata negli *heat pipes* del tipo “*grooved*”. Il motivo di ciò risiederebbe nel fatto che il flusso di massa superficiale indotto è diretto all'interfaccia liquido – vapore verso il condensatore, e conseguentemente, per continuità, si ha un flusso, ma di verso opposto, nello strato immediatamente inferiore rispetto a quello superficiale, diretto verso l'evaporatore: la “*pressure drop*” associata a tale flusso è causa del calo in efficienza di cui sopra, perché riduce la pressione capillare che invece muove il liquido all'interfaccia liquido-vapore verso l'evaporatore dell' *heat pipe*.

Nello schema sotto riportato si è idealizzato un *grooved heat pipe* con una sezione rettangolare di lunghezza L , larghezza w , profondità t , inclinazione α e con una interfaccia di lunghezza L_A : la regione inferiore è caratterizzata dalla presenza del liquido, quella superiore presenta, invece, la fase vapore. Ad un primo livello, supponiamo che nel liquido non vi siano gradienti di tensione superficiale. In condizioni stazionarie, all'equilibrio, la somma delle forze che agiscono sul liquido deve essere pari a zero. Nel calcolo delle forze si può assumere, ad un primo livello, che la pressione nel liquido varia solo con la distanza lungo tutto il *grooved heat pipe*, che la pressione nel vapore sia uniforme e che non ci siano sforzi tangenziali sulla superficie del liquido dovuti al vapore sovrastante

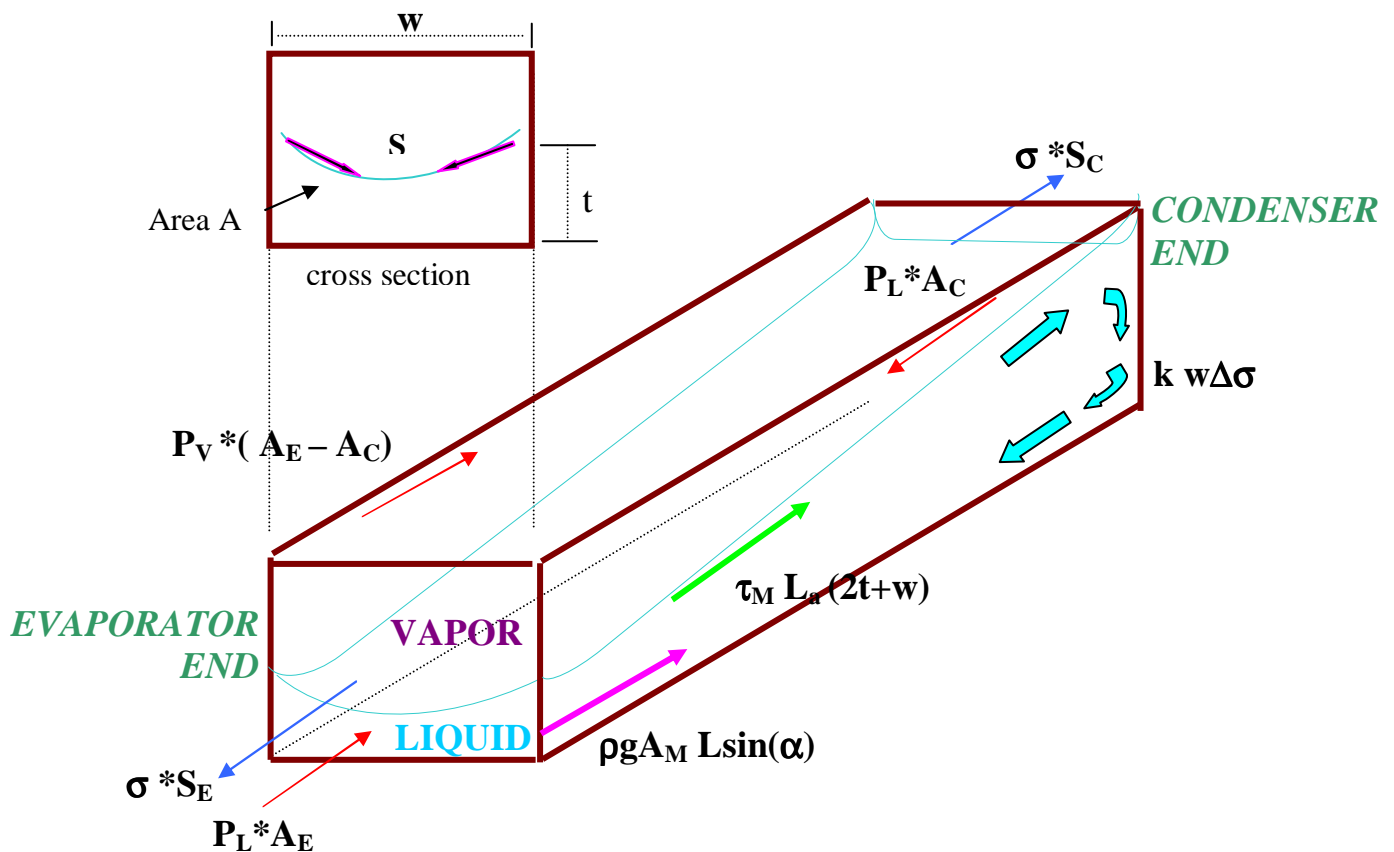


Fig.13 Schema delle forze agenti in un *grooved heat pipe*

Le forze agenti in direzione assiale all'interno del groove possono classificarsi in due gruppi:

1) quelle dirette verso l'evaporatore,

- $P_L * A_C$, Pressione nel liquido x area della sezione trasversale formata dal liquido al condensatore
- $\sigma * S_C$, tensione superficiale x perimetro del menisco al condensatore

2) quelle dirette verso il condensatore,

- $P_L^* A_E$, Pressione nel liquido \times area della sezione trasversale formata dal liquido all'evaporatore
- $P_V^*(A_E - A_C)$, Pressione nel vapore \times differenza delle aree delle sezioni trasversali formate dal liquido all'evaporatore ed al condensatore
- $\tau_M L_a (2t+w)$, sforzi di taglio viscosi mediati sulla lunghezza dell'interfaccia liquido – vapore \times lunghezza dell'interfaccia liquido – vapore \times perimetro bagnato
- $\rho g A_M L \sin(\alpha)$, componente della forza peso agente sul liquido parallela alla direzione lungo cui si sviluppa il groove (A_M è il valor medio delle diverse aree delle sezioni trasversali formate dal liquido nel *groove*)
- $\sigma^* S_E$, tensione superficiale \times perimetro del menisco all'evaporatore

In questa configurazione, al prodotto $\tau_M L_a$ si lega la capacità di trasferimento di calore del *grooved heat pipe*. Se adesso, invece, si considera il gradiente di tensione superficiale indotto dal gradiente termico, tenendo presente che la tensione superficiale cresce al decrescere della temperatura, allora nel computo delle forze si dovrà considerare un flusso di ricircolo a cui è associata una forza viscosa proporzionale al prodotto della larghezza del *groove* w per la differenza di tensione superficiali all'evaporatore ed al condensatore $\Delta\sigma = \sigma_c - \sigma_e$, secondo una costante di proporzionalità k funzione della geometria del *groove*. Intuitivamente tale forza può essere riconosciuta responsabile del calo di trasporto di liquido all'interfaccia liquido - vapore, all'interno del *groove*, verso la regione dell'evaporatore poichè è la *driving force* di un moto superficiale diretto verso il freddo.

Tale effetto Marangoni può inoltre provocare instabilità termocapillari, una volta superato un gradiente di temperatura critico, che alterano il trasporto di massa e di energia. Tra gli studi condotti finora sull'evolversi di tali instabilità, va sottolineato il lavoro di Morrison e Deans (1997) che attribuiscono all'effetto Marangoni la causa di disturbi significativi nel film di liquido al momento della condensazione della miscela acqua-ammoniaca in presenza di bassa concentrazione d'ammoniaca (0.23%-0.88%). Tali disturbi causano la diminuzione del coefficiente di scambio termico per condensazione di circa il 13%, coefficiente che per una miscela acqua-ammoniaca in tubi orizzontali varia da 8.5 a 18.4 kW/m² K. La presenza di instabilità termocapillari si mostra sotto forma di “ripples”, che si muovono lungo il film di liquido: ulteriori studi sono stati condotti sullo stesso argomento, ed i risultati mostrano analogie con quanto ottenuto da Morrison e Deans.

I risultati presentati con questo elaborato dimostrano che l' utilizzo di soluzioni diluite di acqua ed alcoli con più di 4 atomi di carbonio, ad esempio acqua ed n-eptanolo ed acqua ed ottanolo, come *working fluid* per un heat pipe, può migliorare le prestazioni dello stesso riducendo, oltre che la presenza di instabilità termocapillari, fenomeni di dry – out all'evaporatore prima discussi. I profili di tensione superficiale di queste soluzioni, difatti, misurati sperimentalmente nei laboratori del DISIS, contrariamente ai liquidi puri, esibiscono un andamento crescente della tensione superficiale con la temperatura a partire da certi valori della stessa e di concentrazione di alcool in acqua. Nel caso (c) di fig. 14, il fluido all'interno dell'heat pipe presenta un andamento della tensione superficiale "classico" e cioè un coefficiente di variazione della tensione superficiale con la temperatura ($\partial\sigma / \partial T$, scritto anche σ_T) negativo, tale per cui il gradiente di tensione superficiale fa sì che sulla superficie libera del fluido si instauri la classica convezione alla Marangoni che si oppone al rifornimento del lato caldo dell' heat pipe:

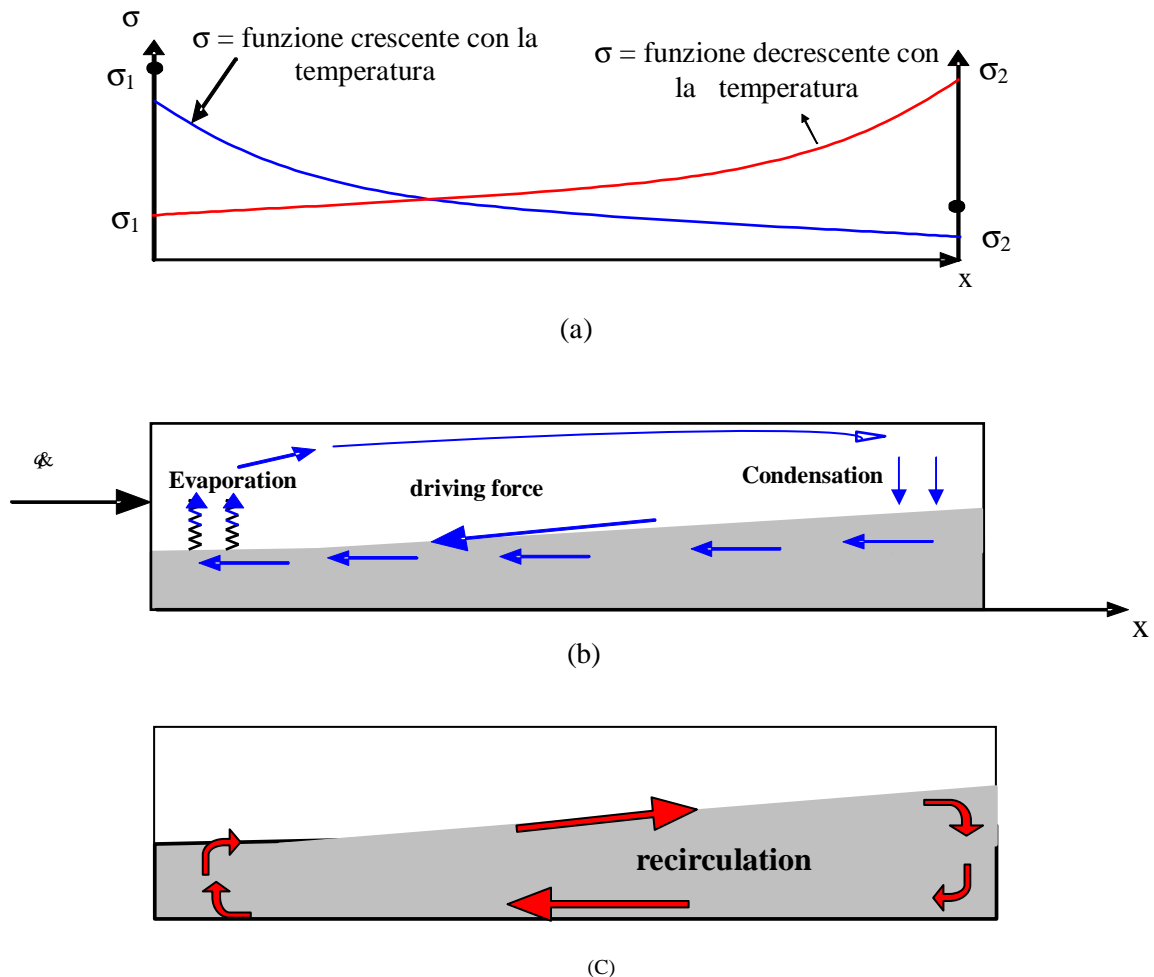


Fig. 14 (a) Andamento della tensione superficiale lungo l'asse dell' heat pipe; (b) Effetto Marangoni sulla superficie libera di un fluido con $\sigma_T > 0$; (c) Effetto Marangoni sulla superficie libera di un fluido con $\sigma_T < 0$

In un micro heat pipe l'effetto sulla superficie libera è lo stesso con l'unica differenza che diventa molto più rilevante per i processi di scambio termico in quanto la forza risultante dovuta alla pressione capillare di pompaggio risulta essere in questo caso dello stesso ordine di grandezza della convezione alla Marangoni. Viceversa, nel caso (b) di fig.14, causa il diverso profilo di tensione superficiale con la temperatura, la superficie del liquido si muove verso il caldo: in tal modo aiuta la struttura del *wick*, come il *groove*, nel rifornimento dell'evaporatore per evitare il dry-out (essiccamento), riducendo la caduta di pressione nel liquido Δp_l , incrementando il limite capillare Δp_c e il limite di ebollizione e, conseguentemente, aumentando il carico di calore trasferito. Nell'ottica di migliorare il processo di scambio termico, le soluzioni acquose che sono state studiate in questo elaborato di ricerca potrebbero rappresentare una valida alternativa da adottare per ridurre i rischi di un *dry-out* all'evaporatore. Infatti oltre ad avere una $\sigma_T > 0$ queste particolari miscele hanno anche un'altra caratteristica molto importante, ovvero la tensione superficiale varia con la concentrazione dell'alcool nell'acqua così come indicato nel caso (a) di figura n.15:

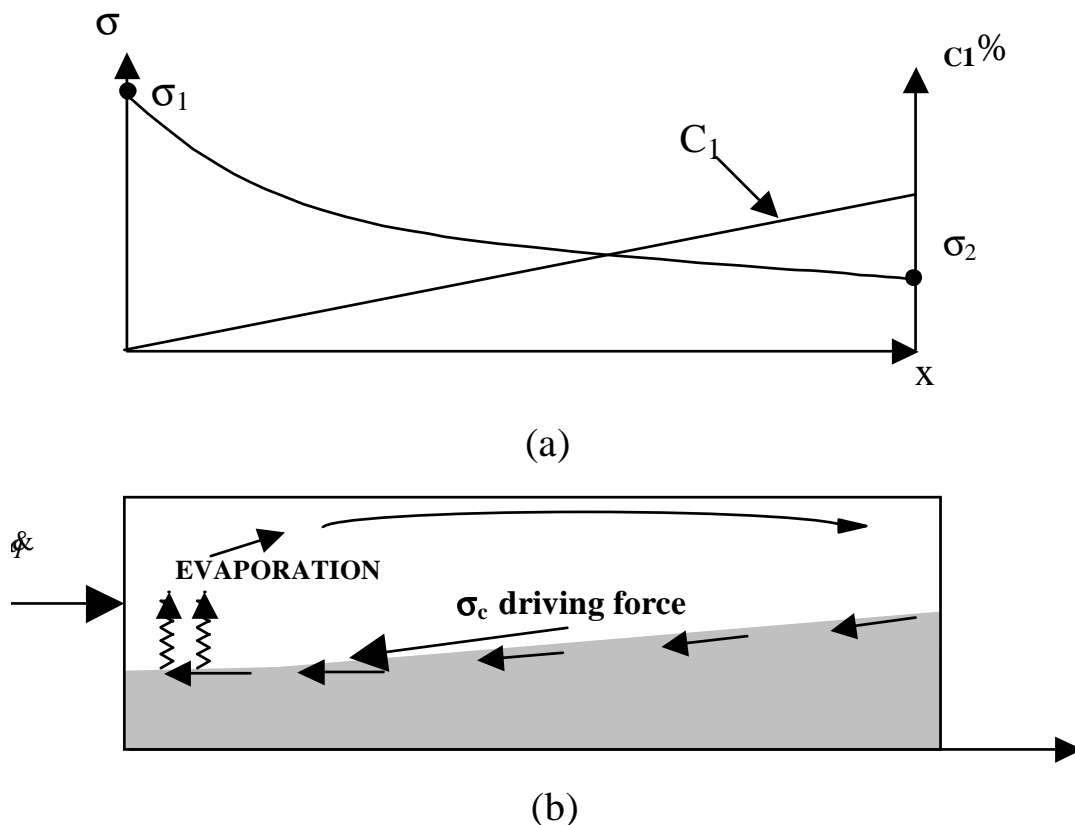


Fig.15 a) andamento della tensione superficiale al variare della concentrazione per un miscela di due liquidi. b) funzionamento di un micro heat pipe in presenza d'effetto Marangoni

Quando nella sezione dell'evaporatore la soluzione liquida subisce il cambiamento di fase, a causa della diversa tensione di vapore, l'alcool presente in soluzione evapora di più rispetto all'acqua, e la sua conseguente minore concentrazione all'evaporatore fa aumentare la tensione superficiale che quindi sarà più grande rispetto a quella del lato freddo dove la concentrazione dell'alcool è maggiore: la *driving force* per l'effetto Marangoni che muove il liquido, dal condensatore verso l'evaporatore, non è più dunque la sola differenza di temperatura ma anche quella di concentrazione.

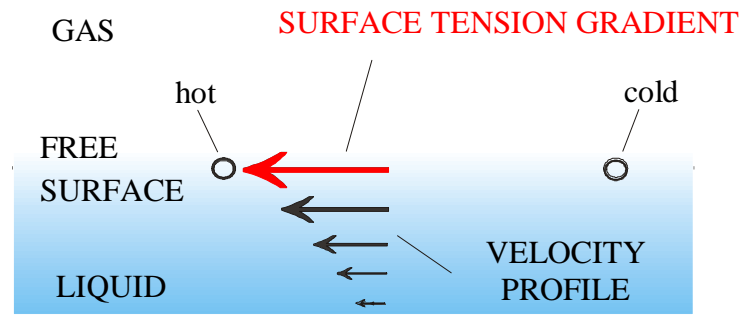


Fig.16 Effetto ``Marangoni Inverso``

A riprova di quanto detto, sono state indette diverse sessioni di esperimenti nei laboratori del DISIS con il fine di dimostrare come nel caso in cui si impieghi come *working fluid*, ad esempio, la soluzione di acqua ed n-eptanolo vi sia non solo un maggior afflusso di liquido all'evaporatore, rispetto al caso di un liquido puro come l'acqua bi-distillata, ma anche un maggior trasferimento di calore, a parità di configurazione di lavoro.

Le configurazioni di lavoro utilizzate in quest'ottica sono state:

- capillare in vetro borosilicato parzialmente immerso nel bagno di un liquido (i.e. liquidi puri e miscela di acqua ed n-eptanolo) e soggetto ad un gradiente termico verticale;
- cuvette di quarzo parzialmente riempita una volta con acqua, una volta con la soluzione acqua ed n-eptanolo (8×10^{-3} moli /l), posizionata orizzontalmente e soggetta a gradiente termico orizzontale;
- tubo in vetro borosilicato, parzialmente riempito sotto vuoto con acqua e con la soluzione di acqua ed n-eptanolo (8×10^{-3} moli/l), posizionato orizzontalmente e soggetto a gradiente termico orizzontale.

Cap.2 -: *“Misure di tensioni superficiali di soluzioni alcoliche
con effetto Marangoni inverso”*

2.1 Introduzione

Il lavoro che ci accingiamo a descrivere in questa sezione è stato dedicato allo studio dell'andamento della tensione superficiale con la temperatura e del suo effetto sul comportamento di liquidi puri e di soluzioni binarie in alcune configurazioni di interesse, riguardanti lo studio delle problematiche inerenti la fluidodinamica all'interno di sistemi "*liquido-vapore*". L'attenzione è stata focalizzata sul comportamento di alcune soluzioni binarie di acqua ed alcoli che esibiscono un andamento non monotono della tensione superficiale in funzione della temperatura. I liquidi puri e le classiche soluzioni presentano di solito un andamento decrescente della tensione superficiale in funzione della temperatura: al contrario, in alcuni studi precedentemente realizzati sono state individuate alcune soluzioni che presentano, in un ben determinato range di temperature, un minimo nella funzione $\sigma = \sigma(T)$, e dunque al di sopra di un certo valore di temperatura (che dipende dai liquidi costituenti e dalla concentrazione delle miscele) la σ risulta crescente con la temperatura.

Tali soluzioni sono costituite da acqua ed alcoli con più di quattro atomi di carbonio: nello specifico, le soluzioni che sono state analizzate in questo studio sono costituite da acqua e n-eptanolo, acqua e n-ottanolo ed acqua e butanolo. Per opportuni valori della concentrazione è stato osservato che tali miscele presentano un minimo nella tensione superficiale al variare della temperatura. Chiaramente per questo tipo di miscele è impossibile parlare di un unico σ_T per cui ogni volta che verranno fatti dei confronti rispetto a tale parametro andrà specificato qual è il range di temperatura considerato. Pochi sono i lavori presenti in letteratura in cui vengono riportati i valori numerici della tensione superficiale per soluzioni di questo tipo, al variare e della concentrazione e della temperatura; per questo motivo è stato allestito nei laboratori del DISIS un opportuno set – up sperimentale con l'obiettivo di realizzare misure sperimentali della tensione superficiale, per tali soluzioni, in diversi range di temperatura e concentrazione.

2.2 Fenomeni superficiali e loro applicazioni

I fenomeni chimico-fisici che si verificano alla superficie di separazione (interfaccia) tra due fasi diverse (aria-acqua, aria-solido, acqua-olio, ecc.) , rivestono un ruolo di fondamentale importanza in fisica, chimica, biologia e nella tecnologia. Le discussioni che seguono, riassumono gli aspetti principali di tali fenomeni. Consideriamo il recipiente in figura (parte sinistra): è ben noto che il liquido in esso contenuto è costituito da molecole che, in media, sono distribuite simmetricamente attorno a ciascuna altra molecola, sicché le forze applicate hanno risultante nulla.

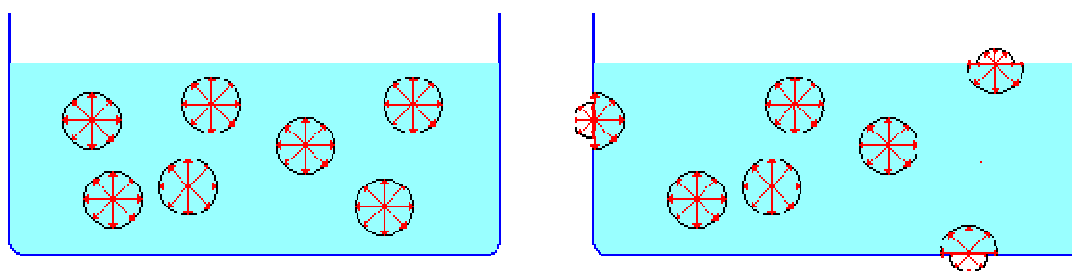


Fig. 17 Interazione tra le molecole di un liquido e l'ambiente circostante

Per le molecole che si trovano in superficie (figura sopra, a destra), la situazione è diversa: poiché esiste solo l'interazione con le molecole inferiori (trascurando le interazioni con l'aria e le pareti del recipiente), la risultante è diversa da zero, ed è diretta verso l'interno del liquido. E' chiaro che le molecole che costituiscono lo strato superficiale del liquido sono attratte verso l'interno e tendono così ad occupare la minima superficie possibile; il risultato di questa attrazione è che la superficie di un liquido si comporta come una membrana elastica in tensione. Questa membrana ha lo spessore del raggio d'azione entro cui si manifesta l'effetto delle forze intermolecolari e la tensione a cui è sottoposta, prende il nome di **tensione superficiale**. Dalla figura, inoltre, si vede che anche le molecole adiacenti la superficie del recipiente sono attratte all'interno del liquido; quindi **la tensione superficiale esiste ovunque vi sia una superficie di separazione tra due o più fasi diverse**, e la sua intensità dipende dalla natura delle fasi a contatto. In particolare, quando la tensione superficiale è riferita a due o più fasi, prende il nome di **tensione interfacciale**. Diversi sono i fattori che possono influenzare la tensione superficiale di un liquido, come la temperatura e/o la concentrazione di altre sostanze in esso disciolte. A causa di tali dipendenze, diversi sono i fenomeni superficiali che possono manifestarsi (es. lo stesso effetto Marangoni), e che negli ultimi anni vengono sfruttati in molte applicazioni industriali, dalla manifattura di nuove leghe metalliche alla definizione di nuovi processi di ingegneria chimica finalizzati all' estrazione di liquidi (es. estrazione del petrolio versato in mare dalle navi petrolifere).

Diversi sono i metodi che possono essere impiegati per determinare quantitativamente la tensione superficiale di un liquido. Tra questi, quello del telaio metallico permette di dare un'interpretazione in termini energetici della tensione superficiale di un liquido. Consideriamo (figura sotto) un telaio metallico (costituito da un sottile filo di ferro) munito di un lato mobile, l , al cui interno è trattenuta una lamina liquida costituita da acqua saponata. Tirando con una piccola forza, F , il lato mobile, la lunghezza della lamina aumenterà della misura Δs . Ricordando che, per definizione, il lavoro di una forza è dato dal prodotto scalare $L = F \cdot s$, possiamo facilmente calcolare il lavoro necessario per aumentare l'area superficiale della lamina.

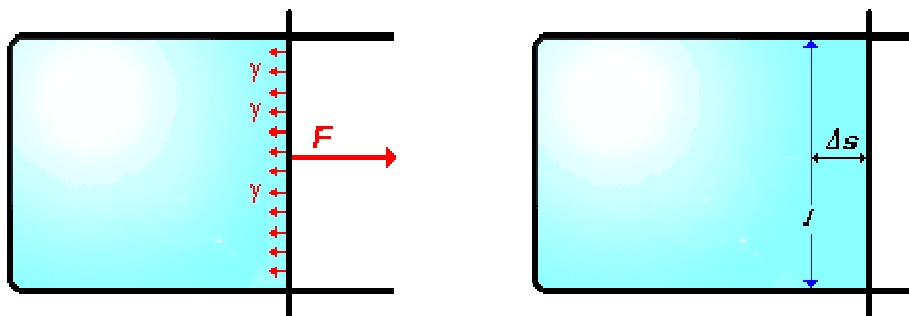


Fig.18 Traslazione lato mobile della lamina liquida

La forza applicata, F , dovrà vincere le forze unitarie di tensione superficiale, γ , che trattengono il lato mobile di lunghezza, l . Quindi, si può scrivere:

$$L = \gamma \cdot l \cdot \Delta s$$

tenendo conto che il prodotto $l \cdot \Delta s$ rappresenta l'incremento ΔA di superficie prodottosi nella lamina, si ottiene:

$$L = \gamma \cdot \Delta A$$

da questa relazione segue che la tensione superficiale è una misura dell'energia richiesta per aumentare la superficie libera di un liquido $[\gamma] = [\text{erg}]/[\text{cm}^2]$. Questa definizione "energetica", dà ragione di alcuni inaspettati comportamenti delle lamine liquide. Per esempio, la fotografia riportata di sotto mostra come le lamine liquide che si formano internamente ad un telaio cubico precedentemente immerso in acqua saponata, non occupano le sei facce, ma assumono una struttura complessa che risponde ad un principio di minima energia: la struttura laminare fotografata ha una superficie complessivamente minore di quella delle sei facce del reticolo cubico; ne consegue che l'energia richiesta per formare questa struttura è minore.



Fig.19 Le lamine che si formano con un telaio metallico rispondono ad un principio di minima energia.

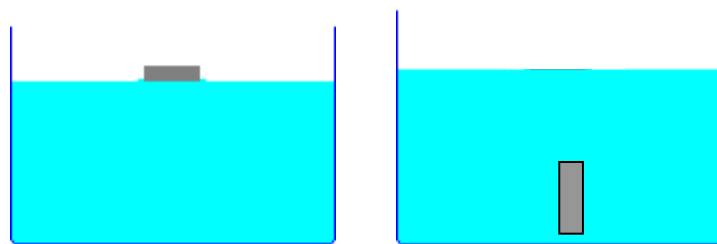
Tenendo conto che $F \cdot \Delta s = \gamma \cdot l \cdot \Delta s$, si può esprimere la tensione superficiale anche come rapporto fra forza e lunghezza $[\gamma] = [\text{dine}]/[\text{cm}]$.

$$\gamma = F / l$$

la formula così ottenuta, è valida come definizione operativa in generale; tuttavia, la determinazione della tensione superficiale con il metodo del telaio mobile fornirebbe per γ un valore doppio di quanto ottenibile con altre classiche tecniche di misura della tensione superficiale. La spiegazione è abbastanza semplice: in effetti, poiché la lamina di acqua saponata ha uno spessore dato dalla misura del raggio d'azione molecolare, durante il suo stiramento, si avrà un mutuo scorrimento delle molecole che costituiscono le facce inferiori e superiori della lamina; questo significa che l'incremento della superficie deve essere considerato raddoppiato:

$$L = 2 \gamma \cdot \Delta A$$

Un'altra proprietà importante dei liquidi, oltre alla tensione superficiale, è la loro bagnabilità, che spesso è al centro di molte applicazioni farmaceutiche. L'esperienza insegna che depositando un poco di talco $[\text{Mg}_3\text{Si}_4\text{O}_{10}(\text{OH})_2]$ sull'acqua, questo galleggia - pur avendo un peso specifico maggiore ($2.5 - 2,8 \text{ g/cm}^3$) - in quanto l'acqua non riesce ad avvolgerne le particelle, ossia a bagnarle.



(a)

(b)



La foto mostra come una lametta da barba deposta cautamente sulla superficie dell'acqua contenuta in un becker, rimanga a galla.

(c)

Fig.20 Importanza della bagnabilità nei fenomeni di galleggiamento

Il fenomeno della bagnabilità, riveste significativa importanza nella tecnologia farmaceutica in quanto la preparazione di formulazioni in sospensione richiede che le particelle che costituiscono la fase dispersa siano avvolte (completamente bagnate) dal liquido per potersi disperdere al suo interno. Si osservino le figure (a) e (b), dove è mostrato la sequenza con cui una compressa affonda nell'acqua. Perché la compressa affondi, non è sufficiente che abbia una densità maggiore dell'acqua (fig. c), in quanto la resistenza della tensione superficiale, entro certi limiti, può impedire l'affondamento, esattamente come avviene per gli insetti pattinatori. Perché la compressa affondi, è necessario che il liquido su cui è depositata, la avvolga in modo da inglobarla all'interno del film superficiale; solo a questo punto la compressa affonda. Per trattare quantitativamente il fenomeno della bagnabilità, consideriamo una goccia di liquido depositata su una superficie solida (questo procedimento permette di ottenere, con maggior semplicità, lo stesso risultato ricavabile studiando il comportamento di una superficie solida su un liquido). Dopo aver riunito nel punto di contatto delle tre fasi aria – liquido -solido i vettori caratterizzanti le forze superficiali (che sono tangenti alle rispettive superfici), li proiettiamo parallelamente alla superficie del solido, si può esprimere la **condizione di equilibrio**:



Fig.21 Condizione di equilibrio di una goccia di un liquido su di una superficie solida

dove:

γ_{sa} = tensione interfacciale solido-aria;

$\gamma_{la} \cos \theta$ = tensione interfacciale liquido-aria (proiettata sul piano del solido), e

γ_{sl} = tensione interfacciale solido-liquido

Si noti che la componente verticale di θ_{la} (puntata verso l'alto) è neutralizzata dalla forze di adesione fra solido e liquido.

Dalla condizione di equilibrio, si ricava la relazione di Young:

$$\cos \theta = \frac{\gamma_{sa} - \gamma_{sl}}{\gamma_{la}}$$

questo significa che quando una goccia di liquido è posta su una superficie solida, il suo perimetro si sposta, allargandosi o contraendosi, fino a quando l'angolo θ assume il valore dato dalla equazione sopra scritta. In particolare, se conveniamo di correlare la bagnabilità con la misura dell'angolo θ , possono esaminare facilmente i quattro casi possibili:

- la bagnabilità è massima quando $\theta = 0$ ($\cos \theta = 1$);

è dovuta ad un bassa tensione superficiale del liquido, ad una bassa tensione interfacciale e ad una grande tensione superficiale del solido. E' quello che si verifica, per es., quando l'olio si spande sul vetro.

- la bagnabilità è parziale quando $\theta < 90^\circ$ ($\cos \theta < 1$).

La figura sotto, mostra che quando l'angolo θ è minore di 90° allora la bagnabilità è parziale ed aumenta con il diminuire di θ , diventando massima per $\theta = 0^\circ$. Questa situazione si presenta quando $\gamma_{sa} > \gamma_{sl}$ ed è particolarmente evidente quando la tensione superficiale del liquido è elevata: un esempio è il film lacrimale su una lente a contatto in PMMA (polimetilmetacrilato).

- la bagnabilità è scarsa quando $\theta > 90^\circ$ ($\cos \theta < -1$);

Si verifica se $\gamma_{sl} > \gamma_{sa}$.

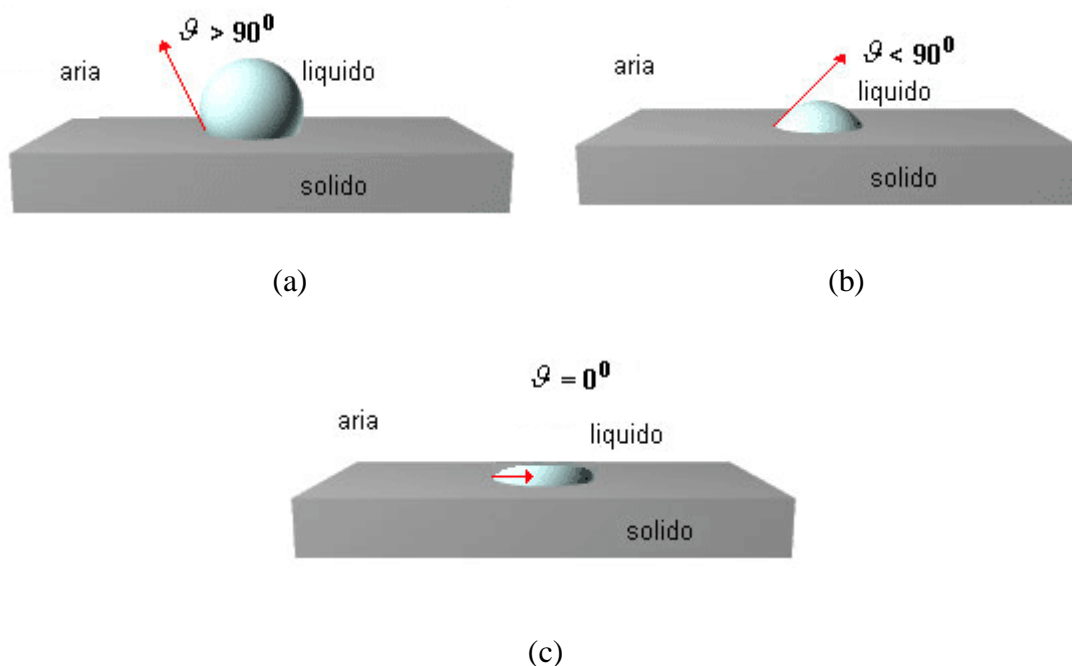


Fig. 22 Tre diversi livelli di bagnabilità di un liquido su superficie solida: (a) scarsa, (b) parziale, (c) massima

- non si ha bagnabilità quando $\theta = 180^\circ$ ($\cos \theta = -1$). Un esempio si ha nel caso di mercurio su vetro (figura sotto): questa situazione è conseguente all'elevata tensione interfacciale mercurio-vetro, che in questo caso eguaglia la somma delle tensioni interfacciali vetro-aria e mercurio-aria.

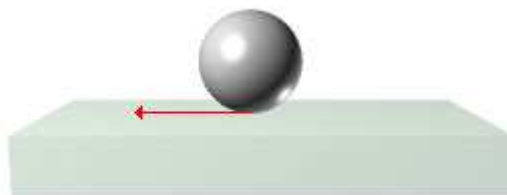


Fig.23 Assenza di bagnabilità

Per dare concretezza a quanto discusso, possiamo prendere un esempio biologico, osservando che l'angolo di contatto tra l'acqua e lo strato ceroso che riveste le foglie è ottuso, a dimostrazione di una bassa bagnabilità che impedisce la deposizione sulla foglia di uno strato continuo di rugiada in grado di ostruirne i pori.

Rimanendo nel campo della tecnica farmaceutica, il problema della bagnabilità si presenta per le soluzioni iniettabili acquose, nelle quali il solido deve disperdersi molto bene; ciò impone, a volte, l'uso di tensioattivi per impedirne, come nel caso del talco, il galleggiamento. Inoltre, la bagnabilità di un principio attivo influenza notevolmente la sua tendenza a disperdersi nell'ambiente gastrointestinale e quindi a passare nella soluzione dalla quale sarà successivamente assorbito. La bagnabilità è inoltre una caratteristica estremamente importante nelle lenti a contatto, in quanto il mantenimento del film lacrimale precorneale, nella forma di un sottile strato capillare, è una necessità fondamentale per la compatibilità fisiologica tra paziente e lente. L'acqua ha una tensione superficiale più grande della maggior parte dei liquidi, a causa del legame idrogeno che si instaura tra le sue molecole. Ad esempio, il film lacrimale ha una tensione superficiale (46 dine/cm) minore di quella dell'acqua pura ($72,8 \text{ dine/cm}$).

2.3 Misure di tensione superficiale

Per le misure di tensioni superficiali è stato allestito un apposito set - up nel laboratorio di fluidodinamica microgravitazionale del DISIS, composto dai seguenti sottosistemi:

- Cella sperimentale
- Sistema di controllo termico
- Sistema di acquisizione temperature
- Tensiometro
- Computer per la visualizzazione, l'acquisizione e il controllo diretto dell'esperimento.

L'apparato sperimentale, di cui in seguito sarà data una descrizione più dettagliata per ciascun sottosistema, è stato realizzato principalmente con lo scopo di effettuare misure di tensione superficiale, nonché per visualizzare i moti alla Marangoni.

2.3.1 La cella sperimentale

La cella sperimentale è costituita da un contenitore in vetro ottico adibito al contenimento dei fluidi sperimentali (figura 24), e da una struttura esterna, realizzata appositamente e composta da vari materiali come verrà descritto in seguito, in cui viene alloggiato il contenitore in vetro affinché nello stesso possano essere mantenute le condizioni di temperatura desiderate.

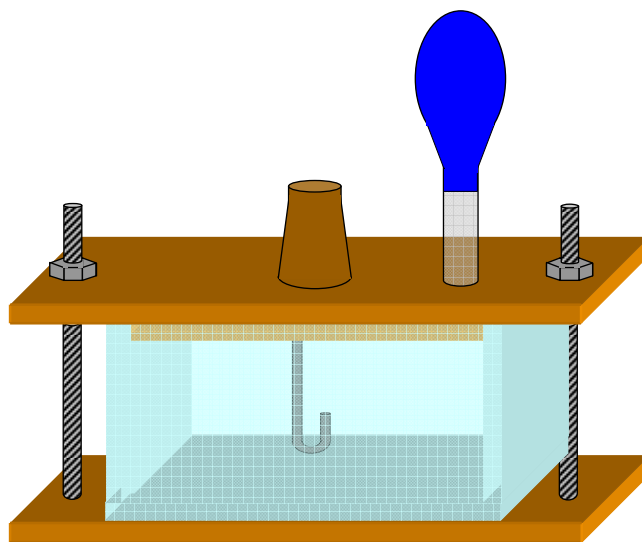


Fig. 24 Il tensiometro

Il vetro di cui è fatta la celletta è caratterizzato da bassi valori dell'indice di rifrazione e di dispersione. Grazie a queste caratteristiche tecniche la celletta permette di ottenere una trasmissione superiore all'80 % nel range spettrale del visibile. La struttura esterna di sostegno della cella, realizzata appositamente, risulta invece essere composta essenzialmente da due piastre di rame per avere una buona distribuzione di temperatura alle estremità della cella. In particolare la piastra inferiore, su cui è appoggiata la celletta, funge da base per tutto il sistema sperimentale ed è posta in contatto con la piastra termicamente regolabile del tensiometro. Per facilitare il processo di conduzione termica tra la superficie del tensiometro e quella di rame della cella, è stata inserita tra le medesime una pasta di silicone modello *Omegatherm* che garantisce un'alta conducibilità termica. Le due superfici di rame sono collegate fra loro mediante due barre filettate e bloccate alle estremità con dei dadi. Così come per la piastra inferiore, la temperatura della piastra superiore può essere regolata e controllata mediante l'utilizzo di una resistenza opportunamente alimentata. Sono poi stati praticati due fori: uno che attraversa la piastra superiore, per consentire di introdurre l'ago per l'iniezione dell'aria, l'altro, collegato ad un tubo di plexiglas e ad una membrana, che funge da compensatore.

2.3.2 Sistema di controllo termico

Il sistema di controllo termico è costituito dai seguenti elementi:

- Un alimentatore di corrente continua. Ad esso è affidato il compito di fornire corrente al ring di rame. Le principali caratteristiche tecniche dell'alimentatore sono riportate di seguito

CARATTERISTICHE DELL'ALIMENTATORE	
Tensione di uscita	30 Volt
Corrente massima di uscita	3 Ampere
Risoluzione	0.001 Ampere

Tab.1 Caratteristiche dell'alimentatore

Il sistema per l'acquisizione delle temperature è costituito dai seguenti elementi:

- Termocoppie di tipo K inserite nelle piastre di rame e direttamente nei liquidi contenuti nella celletta di vetro per una misura della temperatura in tutte le zone di interesse. In particolare sono stati utilizzati a seconda dei casi i seguenti modelli:

1) *OMEGA Engineering KMQSS-M075G-300 la cui punta sensibile ha diametro nominale di 0.9 mm*

2) *OMEGA Engineering KMQSS-M025G-300 la cui punta sensibile ha diametro nominale di 0.3 mm*

- Termometro digitale a microprocessore che adopera, quale sonda di temperatura, termocoppie esterne di tipo J e K. Di seguito sono riportate le principali caratteristiche tecniche del lettore di termocoppie

CARATTERISTICHE DEL TERMOMETRO DIGITALE	
Modello	50D / FLUKE (USA)
Portata della misura	Da -200°C a +1370 °C
Risoluzione	± 0.1% dell'indicazione 0.7°C

Tab.2 Caratteristiche del termometro digitale

2.3.3 Il tensiometro

Il tensiometro è uno strumento che permette di misurare la tensione superficiale utilizzando svariati metodi di misura. Tra questi ricordiamo i principali come il “Capillary Rise method”, il “Wilhelmy Plate Method”, il “du Nouy Ring Method” e il “Pendant Drop Method”. Il metodo utilizzato nel presente lavoro di tesi è quello della bolla d’aria iniettata dal basso attraverso un ago ad uncino in una matrice liquida. In queste condizioni, la forma della goccia risulta dal bilancio di due forze:

- 1) *la spinta archimedeica che tende ad allungare la goccia*
- 2) *la tensione superficiale che tende a far assumere alla goccia la forma sferica per minimizzare l’energia libera superficiale.*

L’equilibrio delle forze è esattamente definito dall’equazione di Young-Laplace che lega il salto di pressione all’interfaccia tra le due fasi alla curvatura della forma della goccia e alla tensione superficiale. Perciò, conoscendo il salto di pressione e determinando la forma della goccia, si può di conseguenza calcolare la tensione superficiale.



Fig.25 Il tensiometro

Il tensiometro è composto dai seguenti sottosistemi:

- un piano su cui appoggiare il contenitore con il liquido sperimentale che può subire spostamenti regolabili lungo i tre assi (x,y,z) per un corretto posizionamento della cella sperimentale

- un supporto per il sistema di iniezione con regolazione di precisione orizzontale e verticale
- un sistema di iniezione con alloggio per una siringa (figura 26). Il sistema è provvisto di carrello scorrevole che effettua il dosaggio mediante pressione sul pistone della siringa.

Tale carrello è comandato in automatico mediante relativo software presente sul computer e consente di realizzare iniezioni ad alta precisione. Il minimo volume di dosaggio è, infatti, 0.007 (microlitri) mentre il massimo volume dipende dal tipo di siringa utilizzata. La velocità minima di dosaggio è di 0.06 (microlitri/secondo) e la massima è di 26.4 (microlitri/secondo)

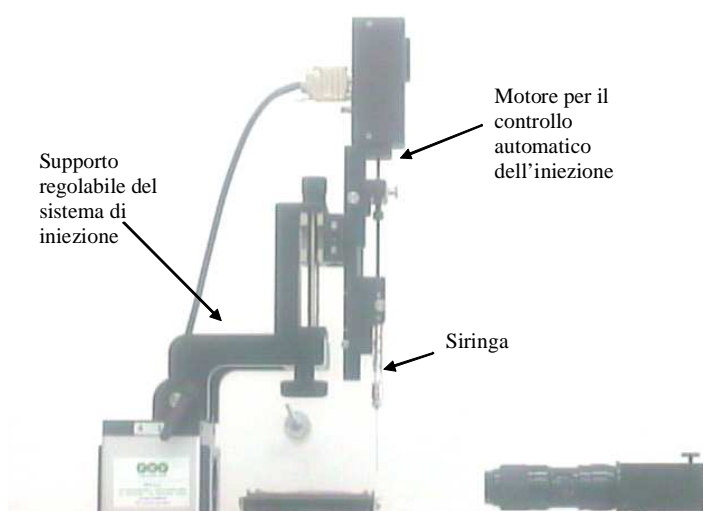


Fig. 26 Sistema di iniezione con controllo automatico

- un sistema di illuminazione alogena a fasci paralleli con regolazione continua dell'intensità per avere un'omogenea illuminazione in background
- un sistema di acquisizione video mediante videocamera CCD (figura 27) con zoom 6x, ± 6 mm di messa a fuoco per variare la distanza di lavoro e distorsione ottica minore dello 0.05%. La videocamera ha una risoluzione di 752 x 582 "square pixels", un campo di vista di 1.31x1.05 mm fino a 8.77 x 6.75 mm e permette di acquisire fino a 25 immagini al secondo



Fig.27 Videocamera CCD

Sarà, infatti, questa immagine statica ad essere in seguito processata dal software di calcolo in modo da ridurre gli errori derivanti da vibrazioni. Il passo successivo consiste nel fornire i corretti valori di riferimento per le dimensioni dell'immagine. In particolare si inserisce il valore della dimensione dell'ago tra i parametri di una delle finestre di dialogo del software. Definito sul campo di vista il dominio di integrazione, ovvero la regione dell'immagine in cui risolvere l'equazione di Young-Laplace che descrive appunto l'equazione sul profilo della bolla, la forma di questa sarà determinata tramite il contrasto della sua stessa immagine, ovvero attraverso il riconoscimento del passaggio da una zona chiara a una zona scura del campo di vista

2.4 Descrizione della tecnica per la misura della tensione superficiale

La misura della tensione interfacciale tra due fluidi immiscibili si basa sulla soluzione dell'equazione di Young-Laplace che lega il salto di pressione attraverso l'interfaccia ai due raggi principali di curvatura :

$$\Delta p = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2.1)$$

in cui σ è la tensione interfacciale, R_1 e R_2 sono i due raggi principali di curvatura della goccia e $\Delta p = (p_1 - p_2)$ è il salto di pressione all'interfaccia. La figura 30 mostra la tipica forma assunta da una goccia pendente ancorata a un ago:

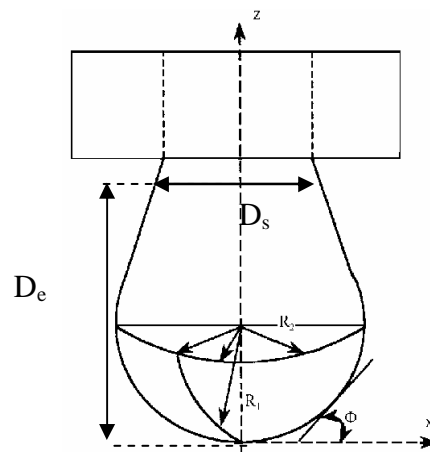


Fig. 30 Schema di una goccia pendente ancorata ad un ago

In presenza del campo gravitazionale terrestre la pressione idrostatica è fornita dalla nota legge di Stevino

$$p = p_0 - \rho g z \quad (2.2)$$

dove z è la distanza, in direzione verticale, misurata a partire dall'apice della goccia. La ragione per cui la forma di una goccia pendente in aria si discosta da quella sferica è dovuta al fatto che la pressione idrostatica diminuisce con z nel liquido (mentre le variazioni nel gas circostante sono trascurabili). La differenza di pressione attraverso la superficie della goccia pendente, dunque, cresce dall'estremità superiore fino al punto più basso della goccia e ciò richiede, per l'equazione di Young-Laplace, un incremento di curvatura principale. Il discorso è analogo se si inietta una bolla gassosa in una matrice liquida, con la sola ovvia differenza che, in questo caso, la bolla assume una forma elongata verso l'alto anziché verso il basso. Sostituendo nell'equazione di Young-Laplace la legge di Stevino si ottiene:

$$p_{01} - p_{02} + \Delta \rho g z = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2.3)$$

dove:

$\Delta \rho = \rho_1 - \rho_2$ è la differenza di densità delle due fasi.

p_{01} e p_{02} sono le pressioni ai due lati dell'interfaccia valutate in un punto di riferimento.

Se si prende tale punto di riferimento coincidente con l'apice della goccia, e si tiene conto del fatto che all'apice i due raggi di curvatura R_1 e R_2 assumono lo stesso valore che chiameremo a , allora il salto di pressione ($p_{01} - p_{02}$) può essere scritto come

$$p_{01} - p_{02} = \frac{2\sigma}{a} \quad (2.4)$$

L'equazione di Young-Laplace può essere quindi riscritta nella forma

$$\Delta \rho g z + \frac{2\sigma}{a} = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2.5)$$

Se consideriamo le relazioni geometriche che intercorrono tra i due raggi principali di curvatura \mathbf{R}_1 e \mathbf{R}_2 e le coordinate \mathbf{x} e \mathbf{z} del profilo della goccia [14] :

$$z = z(x) \quad (2.6)$$

$$ds = \pm \sqrt{(dx)^2 + (dz)^2} \quad (2.7)$$

$$\phi = \arctg\left(\frac{dz}{dx}\right) \quad (2.8)$$

$$\frac{1}{R_1} = \frac{d\phi}{ds} = -\frac{d(\cos\phi)}{dz} = \frac{\frac{d^2z}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} \quad (2.9)$$

$$\frac{1}{R_2} = \frac{\sin\phi}{x} = \frac{\frac{dz}{dx}}{x \left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.10)$$

allora l'equazione di Young-Laplace può essere riscritta, secondo Bashforth e Addams , attraverso un equivalente sistema di equazioni differenziali:

$$\frac{dx}{ds} = \cos\phi \quad (2.11)$$

$$\frac{dz}{ds} = \sin\phi \quad (2.12)$$

$$\Delta\rho gz + \frac{2\sigma}{a} = \sigma \left\{ \frac{\frac{d^2z}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} + \frac{\frac{dz}{dx}}{x \left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}} \right\} \quad (2.13)$$

con le condizioni al contorno

$$x(0) = z(0) = \phi(0) = 0$$

$$\left. \frac{dx}{ds} \right|_{s=0} = 1 \quad \left. \frac{dz}{ds} \right|_{s=0} = 1 \quad \left. \frac{d\phi}{ds} \right|_{s=0} = \frac{1}{a}$$

in cui,

- **x** e **z** sono rispettivamente le coordinate orizzontale e verticale misurate a partire dal punto più basso della goccia (detto apice della goccia)
- **s** è l'ascissa curvilinea lungo la superficie della goccia, misurata anch'essa a partire dall'apice della goccia
- **Φ** è l'angolo tra la tangente alla superficie in un punto e l'asse orizzontale
- **a** è il raggio di curvatura all'apice della goccia.

Se consideriamo la (2.9) e la (2.10), l'equazione (2.13) può essere espressa anche come

$$\frac{d\phi}{ds} = \frac{2}{a} + \frac{\Delta\rho gz}{\sigma} - \frac{\sin\phi}{x} \quad (2.14)$$

Se tutte le lunghezze dell'equazione sono adimensionalizzate dividendole per **a**, l'equazione risultante:

$$\frac{d\phi}{ds^*} = 2 + \beta z^* - \frac{\sin\phi}{x^*} \quad (2.15)$$

conterrà solo il parametro

$$\beta = \frac{\Delta \rho g a^2}{\sigma} \quad (2.16)$$

detto numero di Bond. Il numero di Bond è una misura dell'importanza relativa della forza di gravità rispetto alla tensione superficiale ed è il fattore determinante della forma della goccia. Per numeri di Bond tendenti a zero, la tensione superficiale prevale e la goccia è praticamente sferica. Al contrario per numeri di Bond elevati, la goccia assume la tipica forma allungata per effetto della gravità. In generale la procedura per il calcolo della tensione interfacciale consiste nel confrontare la forma e la dimensione di riferimento della goccia con le medesime teoriche ottenute integrando il sistema di equazioni differenziali prima esposto per vari valori dei parametri β e a .

Una volta determinati β e a , la tensione superficiale è semplicemente calcolata dalla relazione

$$\sigma = \frac{\Delta \rho g a^2}{\beta} \quad (2.17)$$

In pratica per ottenere il valore numerico dei parametri β e a esistono diversi metodi basati sempre sul confronto tra le misure sperimentali del profilo della goccia e la forma della stessa ricavata dal modello numerico. Nel 1882 Bashforth e Addams ricavarono la forma teorica della goccia pendente e realizzarono delle tabelle dei profili della goccia attraverso le quali è possibile operare i confronti e ricavare l'esatto valore della tensione interfacciale. Per semplificare questa procedura fu proposta da Andreas la seguente formula empirica

$$\sigma = \frac{g D_e^2 \Delta \rho}{H} \quad (2.18)$$

con D_e pari al diametro equatoriale della goccia, ed H pari ad un fattore adimensionale ($H = \beta D_e^2 / a^2$) legato al numero di Bond. Il valore di H può essere determinato in funzione del fattore di forma S della goccia pendente definito come

$$S = \frac{D_s}{D_e} \quad (2.19)$$

dove D_s è il diametro misurato orizzontalmente alla distanza D_e dall'apice della goccia

L'intero processo di analisi dei dati operato dal software consiste di tre steps:

- 1) Cattura e digitalizzazione dell'immagine della goccia pendente
- 2) Estrazione del profilo della goccia e calcolo del raggio di curvatura all'apice della stessa (**a**)
- 3) Confronto delle forme teoriche e sperimentali della goccia ricavando il valore della tensione interfacciale.

Questi tre steps sono descritti più dettagliatamente di seguito.

1) L'immagine della goccia è catturata da un frame grabber con una risoluzione di 582 x 752 square pixels.

2) Il profilo della goccia è estratto dal software attraverso il riconoscimento del livello di grigio dei pixel dell'immagine. In pratica è operato un riconoscimento di zone chiare e scure dell'immagine a seconda che il livello di grigio di ogni singolo pixel sia maggiore o minore di un certo valore soglia. Per determinare l'esatto valore del raggio di curvatura all'apice della goccia è utilizzata un'apposita routine. Questa routine, come si vede in figura n.31, provvede a sovrapporre al profilo della goccia cerchi di diverso raggio per fittare il maggior numero di punti a partire dall'apice. Il raggio del cerchio che si sovrappone al maggior numero di punti è preso come raggio di curvatura all'apice della goccia.

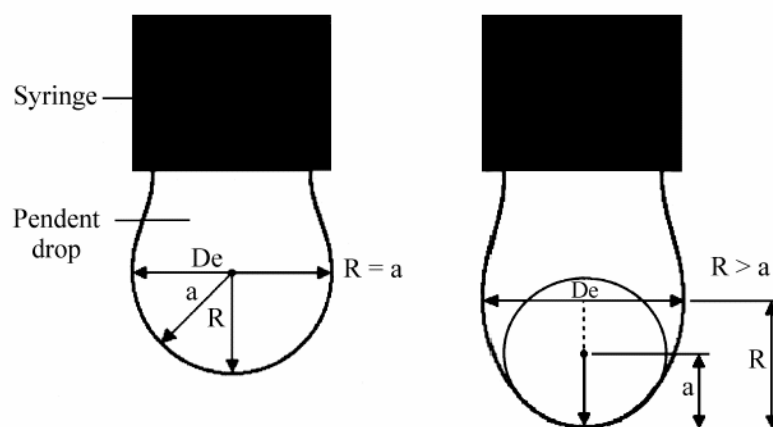


Fig.31 Schema Pendant Drop

3) Il programma opera un confronto delle forme sperimentale e teorica della goccia al fine di ricavare il valore ottimale del parametro β . I punti sperimentali sono ricavati dall'immagine digitale della goccia. I punti teorici, invece, sono ricavati risolvendo l'equazione di Bashforth e Addams tramite un metodo numerico iterativo facendo variare β ad ogni passo di integrazione. L'equazione è risolta con un valore di tentativo di β ottenuto mediante la formula empirica di Huh e Reed di seguito riportata

$$\beta = \left[e^{(-6.70905 + 15.30025 S - 16.44709 S^2 + 9.92425 S^3 - 2.585035 S^4)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

In particolare, il programma confronta ad ogni iterazione i punti sperimentali con quelli teorici ricavati. Il confronto è operato minimizzando lo scarto quadratico medio tra i valori sperimentali e numerici di quattro parametri: a , β e le coordinate in pixel dell'apice della goccia x_0 e z_0 . Nel caso in cui tale errore non risulti minore di un valore soglia fissato, il programma incrementa il parametro β ed effettua nuovamente l'integrazione delle equazioni. Viceversa, quando lo scarto quadratico medio risulta minimo il programma termina l'integrazione e seleziona il corrispondente valore di β che sarà assunto quale valore ottimale. Sostituendo nell'equazione 2.17 tale valore di β e il valore di a trovato in precedenza è infine possibile ricavare la tensione superficiale

2.5 Misure di tensione superficiale di liquidi puri

Tutte le misure di tensione superficiale sono state effettuate utilizzando il set - up sperimentale descritto in precedenza, ossia analizzando la forma di una bolla iniettata in una matrice liquida. In particolare per verificare l'attendibilità delle misure, prima di analizzare il comportamento di miscele binarie, sono state eseguite misure di tensione superficiale di liquidi puri

- 1) Acqua distillata,
- 2) Etanolo,
- 3) Olio di silicone 3cSt,

e confrontati i risultati con quelli disponibili in letteratura.

2.5.1 Acqua distillata (H_2O)

Le misure con acqua distillata sono molto delicate: infatti, essendo la molecola di questo liquido polare, è molto facile che si verifichino fenomeni di contaminazione superficiale, con conseguente formazione di strati superficiali di “surfattanti” cui corrispondono drastiche riduzioni della tensione superficiale. E' necessario, quindi, accertarsi che la cella sia perfettamente pulita e che il liquido sia il meno contaminato possibile. Nella figura di sotto è riportato l'andamento della tensione superficiale sperimentale misurata in laboratorio; i valori sono confrontati con i dati riportati in letteratura. La tabella n.3 mostra i corrispondenti valori della σ .

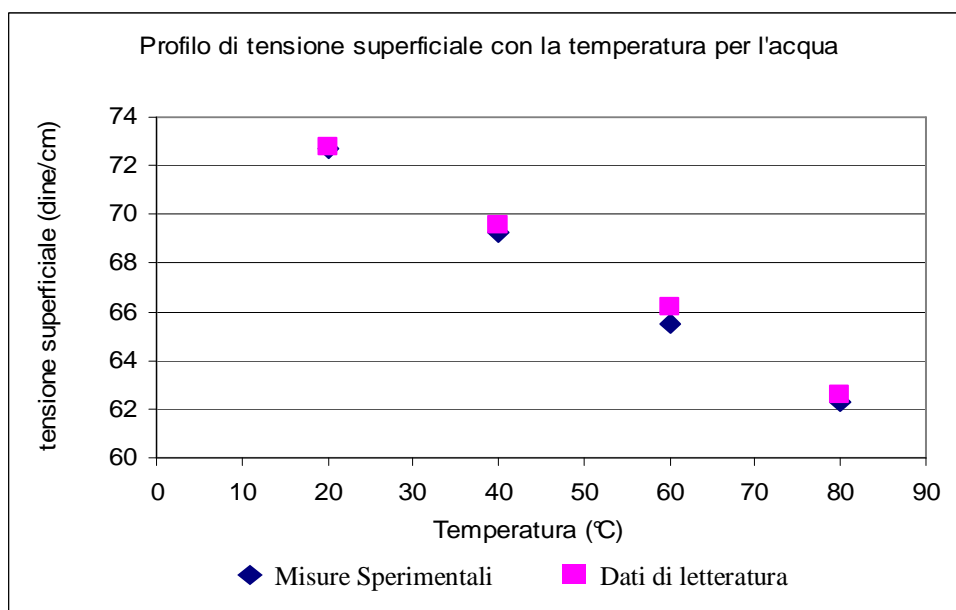


Fig.32 Andamento della tensione superficiale dell'acqua in funzione della temperatura

Temperatura (°C)	20	40	60	80
Tensione superficiale sperimentale (dine/cm)	72.69	69.29	65.52	62.28
Tensione superficiale letteratura (dine/cm)	72.75	69.56	66.18	62.6

Tab. 3 Confronto tra i valori di tensione superficiale riportati in letteratura e quelli misurati sperimentalmente

L'andamento della tensione superficiale è abbastanza lineare con la temperatura. I valori della σ_T , ovvero del coefficiente angolare della retta di regressione, misurati sperimentalmente risultano in ottimo accordo con quelli riportati in letteratura. In fig.33 è mostrata un' immagine acquisita con il tensiometro per la misura di tensione superficiale. La telecamera in tutte le misure è stata ruotata di 90° per ottenere un campo di vista in cui la dimensione prevalente risulti parallela al vettore accelerazione di gravità. In tal modo la bolla risulta più elongata e la misura più precisa:

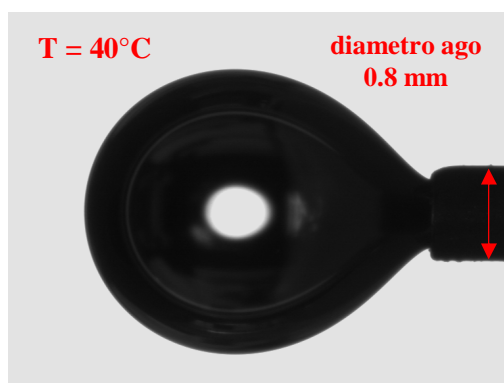


Fig.33 Immagine di una bolla d'aria immersa in una matrice isoterma di acqua distillata prima del distacco dall'ago

2.5.2 Etanolo (C_2H_5OH)

Come tutti i liquidi puri anche l'etanolo presenta un andamento decrescente della tensione superficiale con la temperatura. Durante le misure è stata fatta molta attenzione per accertare che la celletta fosse perfettamente sigillata. Infatti a causa della elevata tensione di vapore (5.9 Kpa a 20°C) l'evaporazione di questo liquido è intensa anche a temperature relativamente basse. In questo caso, a differenza di quanto fatto per l'acqua, le misure sono state eseguite a partire dalla temperatura ambiente fino a circa 60 °C, essendo la temperatura di ebollizione dell'etanolo pari a circa 78 °C.

Le misure sono riportate nel grafico ($T, \sigma(T)$) di fig. 34 e nella rispettiva tabella 4.

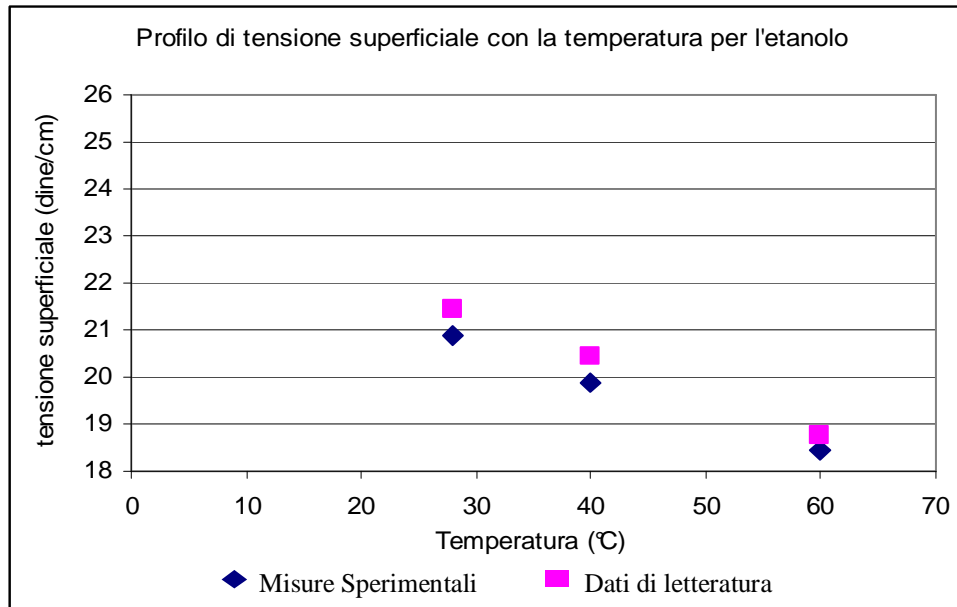


Fig.34 Andamento sperimentale della tensione superficiale con la temperatura per l' etanolo

Temperatura (°C)	28	40	60	σ_T
Tensione superficiale sperimentale (dine/cm)	20.9	19.9	18.44	-0.077
Tensione superficiale letteratura (dine/cm)	21.43	20.43	18.77	-0.083

Tab.4 Valori della tensione superficiale alle temperature target e delle σ_T per etanolo

L'errore percentuale che nasce dal confronto tra i dati sperimentali e quelli di letteratura è dell'ordine dello 2,5%.

2.5.3 Olio di silicone a 3 centistokes

Le misure di tensione superficiale di olio di silicone con una viscosità cinematica di 3 centistokes è motivata, come per gli altri liquidi precedenti, dalla disponibilità di dati di letteratura con cui confrontare i risultati. In fig. 35 e in tab.5 vengono riportati i risultati sperimentali e per confronto quelli di letteratura: anche in tal caso un buon accordo negli andamenti delle σ con la temperatura e del valore della σ_T :

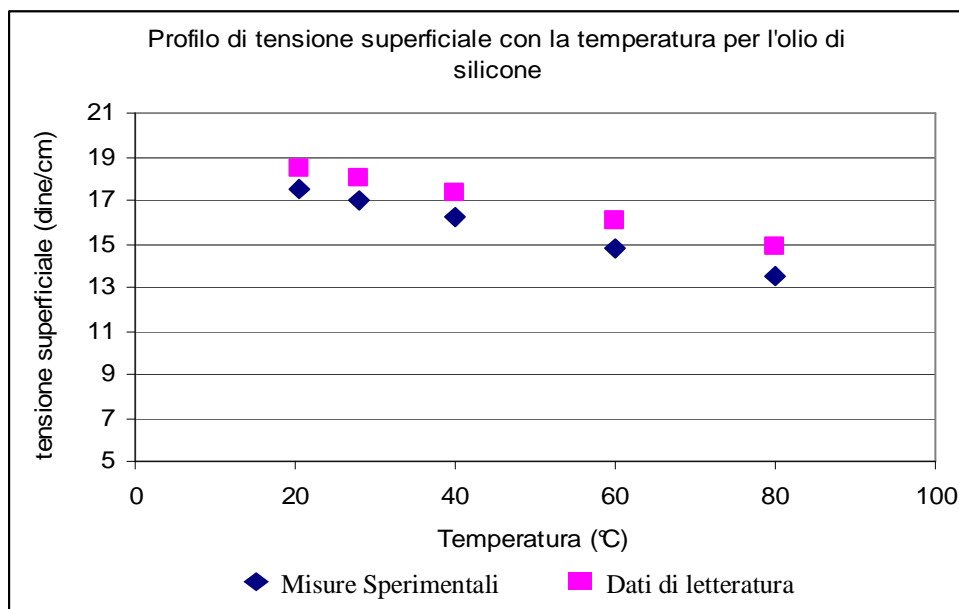


Fig.35 Confronto sperimentale letteratura per olio di silicone a 3centistokes

Temperatura (°C)	20.5	28	40	60	80	σ_T
Tensione superficiale sperimentale (dine/cm)	17.51	16.98	16.22	14.82	13.55	-0.067
Tensione superficiale letteratura (dine/cm)	18.47	18.02	17.3	16.1	14.9	-0.06

Tab.5 Valori della tensione superficiale alle temperature target e delle σ_T per olio di silicone a 3centistokes

2.6 Misure di tensione superficiale di soluzioni acquose con andamento non lineare della tensione superficiale in funzione della temperatura

Le soluzioni analizzate sono due miscele acquose abbastanza diluite di n-eptanolo e di n-ottanolo : per queste soluzioni non è pensabile procedere a misure di tensione superficiale con il metodo classico della pendant drop. Infatti in questo caso l'evaporazione del liquido nella goccia provocherebbe una conseguente variazione della concentrazione inficiando i risultati delle prove. Evaporando più velocemente l'alcool, la concentrazione di tale sostanza diminuirebbe provocando valori non attendibili della tensione superficiale. Il metodo qui utilizzato (bolla in matrice liquida) consente al contrario di raggiungere condizioni di equilibrio fra il liquido della matrice (a concentrazione nota) e il vapore saturo della bolla. Passiamo ora ad analizzare i risultati ottenuti con le due soluzioni.

2.6.1 Acqua ed Eptanolo ($\text{H}_2\text{O}-\text{C}_7\text{H}_{16}\text{O}$)

Come mostrato in fig. 36 tale miscela esibisce un andamento crescente con la temperatura a partire dai 40°C circa, per una concentrazione di eptanolo pari a 8×10^{-3} mol/l. In corrispondenza di tale temperatura è stata quindi riscontrato un “minimo” per la curva della tensione superficiale:

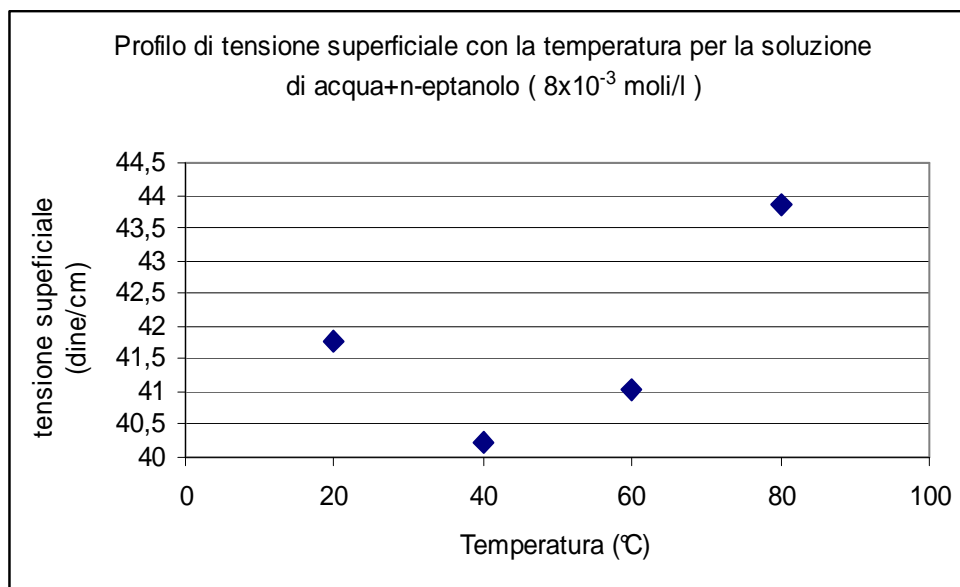


Fig.36 Misura sperimentale di tensione superficiale per una soluzione di acqua ed n-eptanolo ($C = 8 \times 10^{-3}$ mol/l)

Tale minimo non è stato invece riscontrato per una concentrazione di n-eptanolo pari a 10^{-3} mol/l, per la quale soluzione è stato misurato un andamento classico, ovvero decrescente, della tensione superficiale con la temperatura:

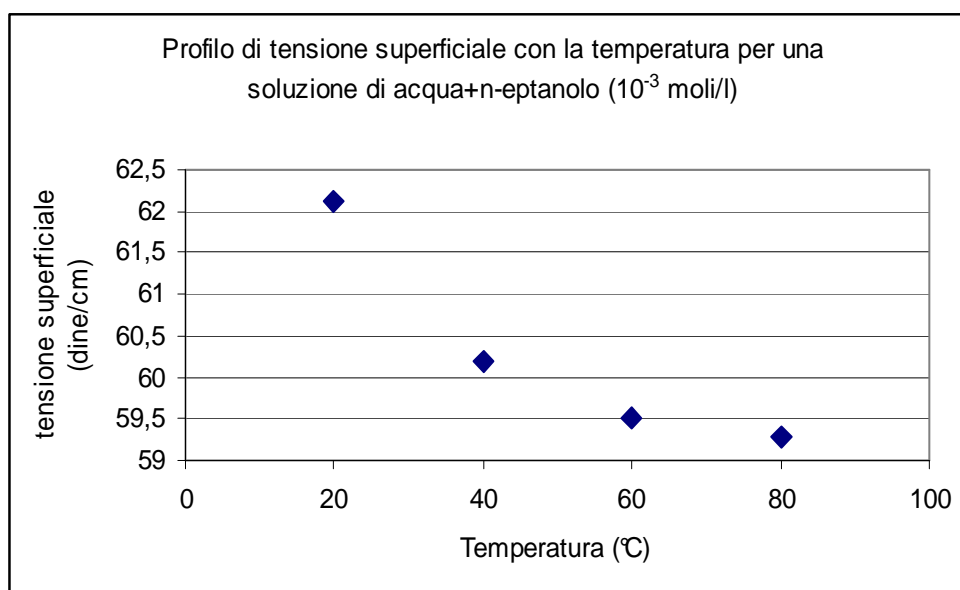


Fig.37 Misura sperimentale di tensione superficiale per una soluzione di acqua ed n-eptanolo ($C = 10^{-3}$ mol/l)

Nelle tabelle sono riportati i valori ottenuti sperimentalmente alle varie temperature scelte:

T (°C)	20	40	60	80
σ (dine/cm) sperimentale	62.13	60.2	59.51	59.27

Tab.6 Valori sperimentali della tensione superficiale alla concentrazione di 10^{-3} mol/l

T (°C)	20	40	60	80
σ (dine/cm) sperimentale	41.77	40.21	41.02	43.87

Tab.7 Valori sperimentali della tensione superficiale alla concentrazione di 8×10^{-3} mol/l

2.6.2 Acqua ed Ottanolo ($\text{H}_2\text{O}-\text{C}_8\text{H}_{17}\text{O}$)

Anche tale miscela esibisce un andamento crescente con la temperatura a partire da una certa temperatura. Tale è di 40°C , per una concentrazione pari ad 10^{-3} mol/l, e di 30°C circa, per una concentrazione pari ad 8×10^{-3} mol/l :

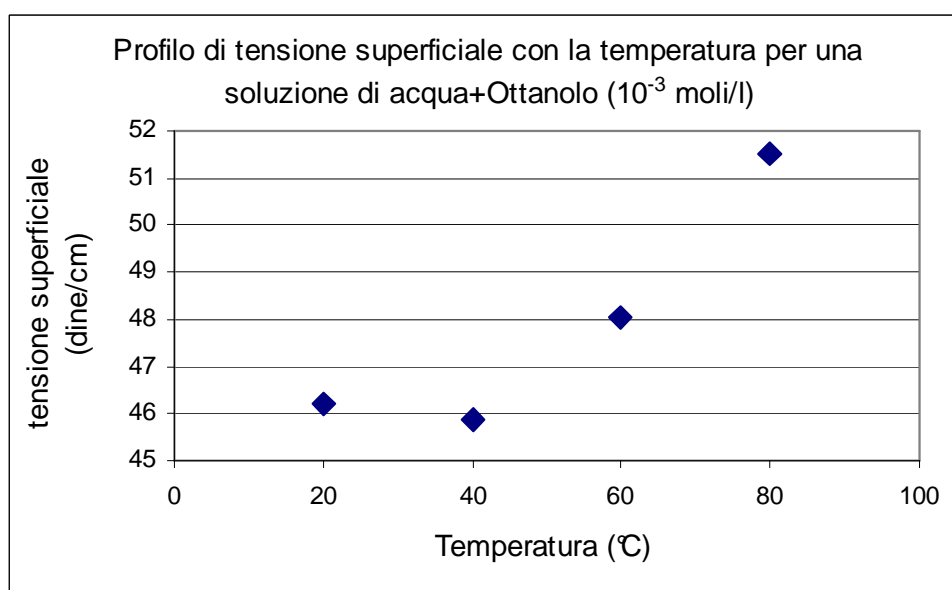


Fig.38 Misura sperimentale di tensione superficiale per una soluzione di acqua ed ottanolo alle concentrazioni, rispettivamente, di 10^{-3} mol/l

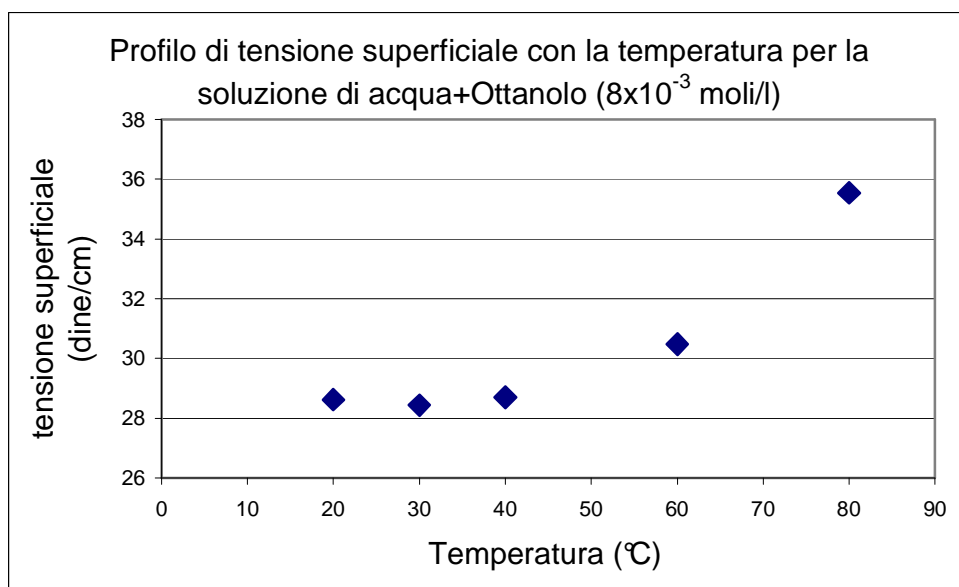


Fig. 39 Misura sperimentale di tensione superficiale per una soluzione di acqua ed ottanolo alle concentrazioni, rispettivamente, di 8×10^{-3} moli/l

Nelle tabelle sono riportati i valori ottenuti sperimentalmente alle varie temperature scelte:

T (°C)	20	40	60	80
σ (dine/cm) sperimentale	46.22	45.86	48.05	51.52

Tab.8 Valori sperimentali della tensione superficiale alla concentrazione di 10^{-3} moli/l

T (°C)	20	30	40	60	80
σ (dine/cm) sperimentale	28.62	28.43	28.7	30.48	35.54

Tab. 9 Valori sperimentali della tensione superficiale alla concentrazione di 8×10^{-3} moli/l

Facendo un confronto tra le soluzioni proposte è possibile apprezzare come la pendenza delle curve dopo il punto di minimo, a parità di concentrazione di alcool in soluzione, sia diversa e in particolare maggiore per la soluzione di n-ottanolo.

2.6.3 Acqua e Butanolo ($\text{H}_2\text{O}-\text{CH}_3(\text{CH}_2)_2\text{CH}_2\text{OH}$)

L'ultima soluzione alcolica studiata è stata una miscela di acqua e butanolo (1,5 % peso), per la quale pure è stato riscontrato un andamento non monotono della tensione superficiale, con un minimo intorno ai 60°C circa:

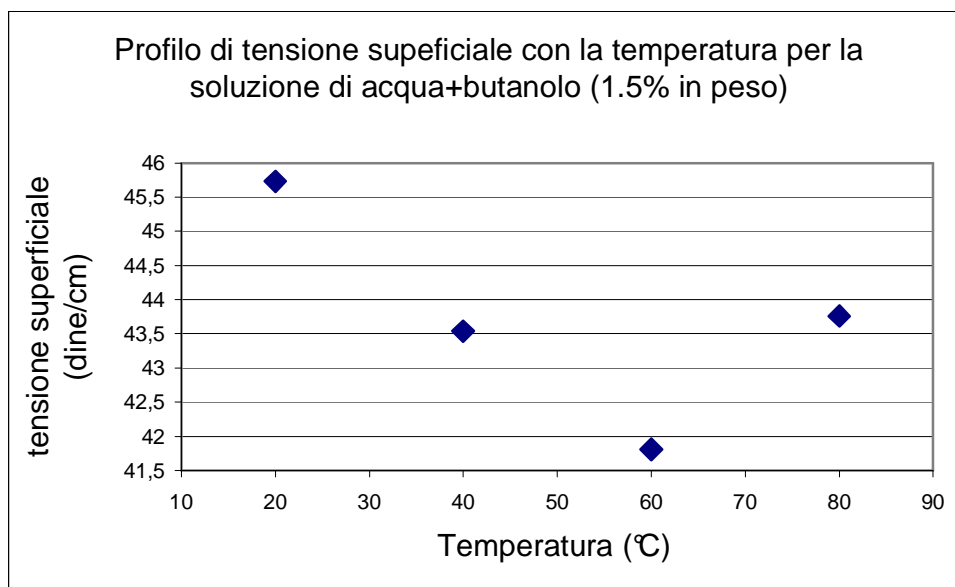


Fig. 40 Misura sperimentale di tensione superficiale per una soluzione di acqua e butanolo (1.5 % in peso)

In tabella sono riportati i valori ottenuti sperimentalmente alle varie temperature scelte:

T (°C)	20	40	60	80
σ (dine/cm) sperimentale	45.73	43.54	41.81	43.73

Tab. 10 Valori sperimentali della tensione superficiale per una miscela all' 1,5 % in peso

Per tale miscela, dunque, il punto di minimo si sposta ulteriormente rispetto al caso della soluzione in n-eptanolo e della soluzione in n-ottanolo, ambedue alla concentrazione di 8×10^{-3} moli/l. Possiamo pertanto concludere che al crescere del numero di atomi di carbonio dell'alcool presente in soluzione, il punto di minimo del profilo di tensione superficiale in funzione della temperatura si sposta verso valori di temperatura sempre più alti

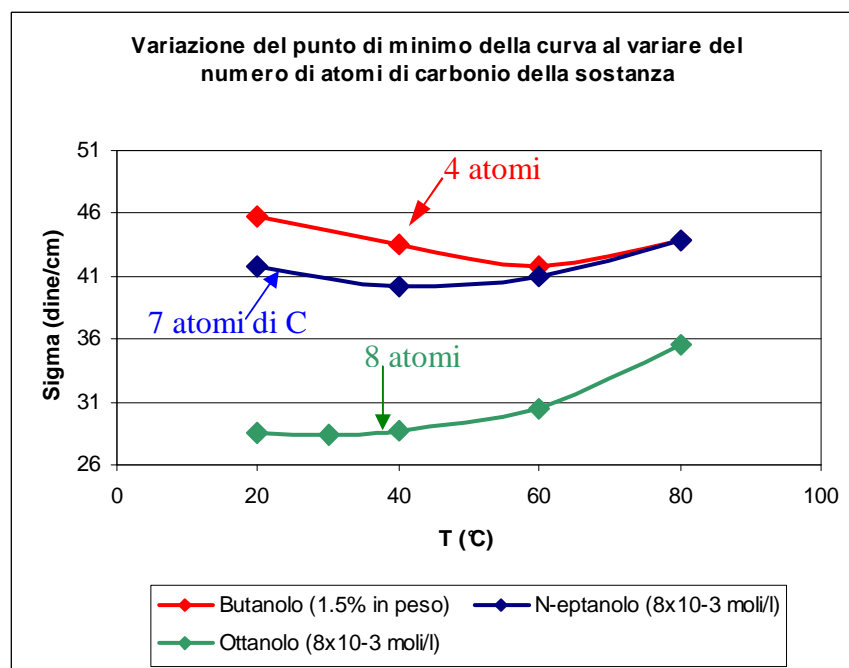


Fig. 41 Profili di tensione superficiale per soluzioni alcoliche, al variare del numero di atomi di carbonio

2.7 Conclusioni

I risultati sembrano dunque evidenziare come tali soluzioni esibiscano effettivamente un minimo nelle curve di tensione superficiale, il cui andamento ne ha suggerito l'impiego nei nuovi scambiatori di calore per applicazioni terrestri e spaziali. Le motivazioni di ciò saranno meglio comprese dopo la lettura dei paragrafi successivi, in cui si focalizzerà l'attenzione sugli effetti dell'impiego di tali soluzioni nei dissipatori di calore "evaporation-based" e sui vantaggi che ne derivano rispetto all'impiego di liquidi classici.

Cap. 3 - *“Comportamento di liquidi in presenza di convezione alla Marangoni”*

3.1 Introduzione

Negli heat pipes, come detto, un ruolo molto importante lo giocano le forze capillari che all'interno di mezzi porosi, così come nei *grooves* presenti sulla superficie interna del tubo, svolgono la funzione di trasportare il liquido dal condensatore verso l'evaporatore. La progettazione e realizzazione dei *grooves* (la loro forma, la loro lunghezza, larghezza, nonché il numero totale di *grooves* presenti in un heat pipe), così come la progettazione dei mezzi porosi (il materiale utilizzato e la dimensione scelta per i pori), rappresenta un'alta espressione dell'ingegneria dei materiali con la quale si definiscono le specifiche tecniche dell'heat pipe per rispondere all'esigenza di ottenere, per un dato liquido usato per il riempimento, forze capillari di una certa intensità. Nei fatti, può accadere che tali forze capillari siano meno intense di quanto previsto, e questo perché spesso nella modellistica utilizzata in fase di progetto si considera erroneamente, che il liquido **“non bagna”** la struttura porosa, oppure che il menisco formato dal liquido si trovi in una condizione statica e stabile per tutta la durata di funzionamento dell'heat pipe, trascurando importanti evoluzioni dinamiche altresì presenti. Di tali evoluzioni dinamiche, così come dei loro effetti sul processo di scambio termico, si sono invece occupati diversi ricercatori dimostrando come queste influenzino le prestazioni dell'heat pipe. In tal ottica, Pratt e Hallinan, dimostrarono che la presenza di stress termocapillari all'interfaccia liquido-vapore aumentano la bagnabilità del liquido sulle pareti del poro, riducendo l'altezza del menisco. Infatti, per un liquido confinato in un poro riscaldato, il liquido presente nella regione centrale del poro, poiché più freddo, ha una tensione superficiale maggiore rispetto al liquido a contatto con le pareti del poro: la presenza, dunque, di stress termocapillari, indotti dal gradiente di temperatura, agisce in direzione verticale e verso il basso, aumentando la bagnabilità alle pareti come riportato in figura:

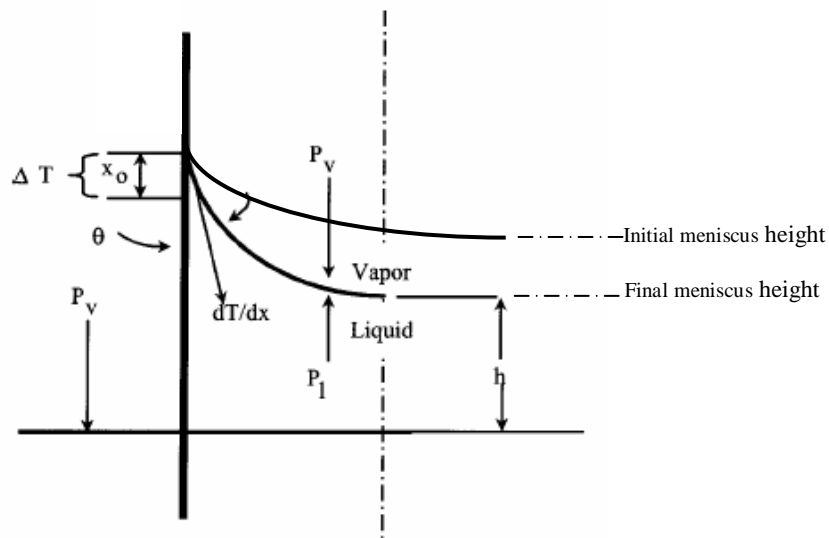


Fig.42 Influenza degli stress termocapillari sulla bagnabilità del liquido sulle pareti del poro, e conseguente variazione dell'altezza del menisco.

Anche in altri lavori di ricerca, (Ehrhard e Davis , Hocking, Sen e Davis, Anderson e Davis), si parla dell'influenza degli stress termocapillari sulla bagnabilità di un liquido. In particolare, Ehrhard e Davis analizzarono il comportamento di una goccia su una superficie soggetta a gradiente termico, dimostrando che il suo spargimento nella direzione del gradiente termico applicato è più lenta di quella che si ottiene su una superficie isoterma; sull'altro fronte, Hocking, invece, dimostrò che tale spargimento è più lento a causa del processo di evaporazione della goccia stessa.

L'utilizzo di soluzioni binarie, in cui il componente più volatile è quello dalla tensione superficiale più bassa, è stato proposto come soluzione per attenuare la riduzione in altezza del menisco soggetto a gradiente termico. In tal caso, infatti, le zone del menisco più calde sono anche quelle in cui minore è la concentrazione del componente più volatile e dalla tensione superficiale più bassa, e viceversa; per cui, stavolta, per un effetto solutale, le zone di liquido più calde sono quelle a tensione superficiale maggiore, mentre le zone di liquido più fredde sono quelle a tensione superficiale minore:

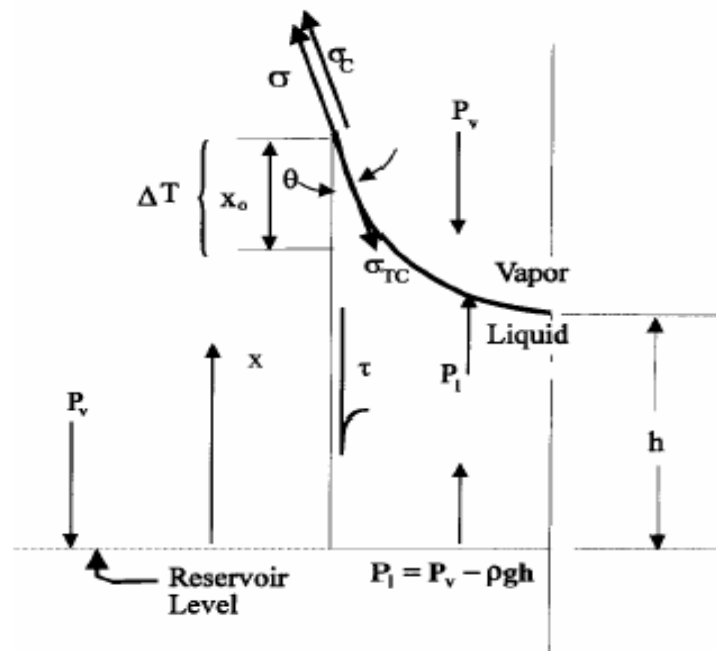


Fig.43 Stress capillari indotti da gradienti di concentrazione agenti in direzione opposta rispetto a quella degli stress indotti dal gradiente termico

Pratt e Khim hanno realizzato un lavoro di ricerca [43] in cui si sono interessati allo studio del comportamento di un menisco di liquido volatile, all'interno di un tubo capillare posto in configurazione verticale, le cui pareti erano soggette ad un gradiente termico; in particolare, la loro attenzione è stata rivolta agli stress termocapillari che si sviluppano lungo il menisco soggetto a gradiente termico.

I risultati della loro ricerca hanno evidenziato che quando un menisco è riscaldato con un *heater* posizionato subito sopra il menisco stesso, gli stress termocapillari indotti dal gradiente termico agiscono in direzione della gravità terrestre, riducendo quindi l'altezza a cui era giunto il menisco all'interno del capillare in condizione di temperatura ambiente (*heater off*). Il menisco, sotto l'azione di tali stress, migra verso il basso fino a quando non si raggiunge una nuova condizione di equilibrio tra pressione capillare e pressione idrostatica. I risultati hanno inoltre evidenziato come l'evaporazione stessa del liquido giochi un ruolo importante nel comportamento del menisco. L'altezza finale a cui lo stesso si fermava nella nuova condizione di equilibrio è risultata essere sempre più grande rispetto a quella calcolata teoricamente con l'equazione di Young-Laplace, e le motivazioni addotte per spiegare tale differenza sono state, dal punto di vista scientifico, esclusivamente qualitative. Sulla scia di quanto fatto da Pratt e Khim, è stata realizzata un'attività sperimentale nei laboratori del DISIS mirata alla realizzazione di un set-up di laboratorio tramite il quale, con una rigorosa attività sperimentale, si è potuto descrivere in modo sistematico il comportamento di diversi liquidi all'interno di un capillare soggetto a gradiente termico, senza considerare l'evaporazione del menisco e sviluppando in parallelo un modello numerico che spiegasse e correlasse i risultati numerici con quelli sperimentali. In tal ottica, un tubo capillare è stato immerso nel bagno di diversi liquidi puri (Olio di Silicone, Etanolo, N-eptanolo, etc.) per studiare la bagnabilità dei relativi menischi sulle pareti del tubo, ovvero la shape dei vari menischi, e per misurare le altezze da questi raggiunte nel capillare in condizioni di temperatura ambiente. E' stato inoltre studiato il comportamento di tali menischi quando si impone un gradiente termico lungo le pareti del capillare, confrontando tra l'altro il comportamento del menisco degli stessi a seconda che venissero riscaldati dal basso e dall'alto. L'obiettivo del lavoro che ci accingiamo a descrivere in questa sezione è stato, inoltre, quello di dimostrare come l'effetto Marangoni, legato alla variazione della tensione superficiale con la temperatura (i.e. liquidi puri) ed anche con la concentrazione (i.e. soluzioni binarie) possa rivestire un ruolo importante nel trasporto di liquido verso la regione più calda all'interno di un capillare soggetto a gradiente termico, e possa, dunque, influenzare la capacità di trasferimento di calore dei dissipatori sopra menzionati (*heat pipes*)

3.2 La configurazione sperimentale

Un tubo capillare in vetro borosilicato (di diametro interno di 0.066 cm, diametro esterno di 0.6 cm, lunghezza di 10 cm) è stato immerso in un contenitore riempito con diversi liquidi aventi tutti angolo di contatto minore di 90° sulla superficie del vetro (liquidi che “bagnano” le pareti del capillare). E' ben noto che a causa di fenomeni di capillarità, il menisco raggiunge all'interno del capillare un'altezza regolata dal bilancio di pressione idrostatica e quella capillare. Tale altezza è stata misurata utilizzando una videocamera CCD :

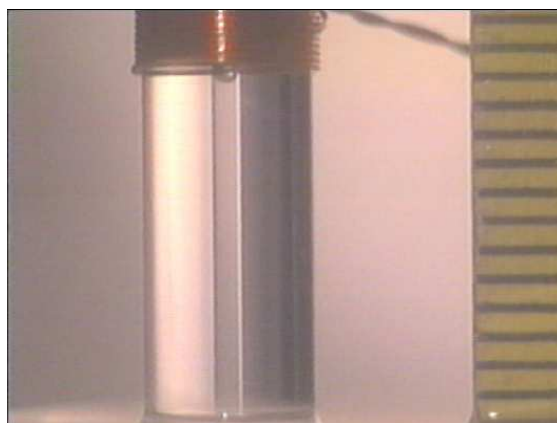


Fig.44 Altezza in millimetri raggiunta dall'olio di Silicone 3cst all'interno del capillare

Gli esperimenti sono stati condotti in laboratorio sia in condizioni isoterme che in presenza di gradienti termici. In quest'ultimo caso, è stato utilizzato un avvolgimento di rame per riscaldare il sistema dall'alto (come in fig. 44 e 45) o dal basso. La distribuzione di temperatura superficiale lungo le pareti del capillare è stata misurata utilizzando una termocamera (Flir SC 3000) che lavora nella banda del “lontano infrarosso” ($9\text{ }\mu\text{m}$):

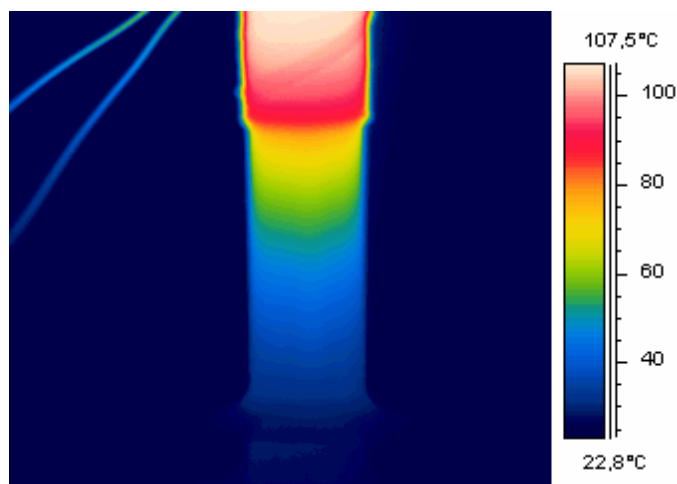


Fig.45 Immagine termografica della distribuzione superficiale di temperatura lungo le pareti del capillare

La termocamera misura l'energia radiante emessa da un oggetto che compare all'interno del suo campo di vista; tale energia, tramite le ottiche in germanio, viene convogliata su un sensore bolometrico, ed il segnale elettrico da questi processato viene infine "interpretato" come un'immagine in cui compaiono diversi colori. La termocamera è calibrata in maniera tale che il software al suo interno renda possibile la definizione della distribuzione di temperatura osservata lungo una superficie campione, una volta nota l'emissività della superficie stessa. La termocamera è dotata di una lente standard con apertura angolare di 20°; due lenti "*close-up*" aggiuntive possono essere montate separatamente o l'una sull'altra per ingrandire il campo di vista: con la prima *close-up* il campo di vista è 34 x 25 [mm] ad una distanza di circa 10 cm dall'oggetto osservato.; con una seconda *close-up* il campo di vista diviene di 10 [mm] x 7.5 [mm] ad una distanza di 3[cm] sempre dall'oggetto osservato. Il detector della termocamera è una matrice di 320 x 240 pixels. Una volta applicato il gradiente termico alle pareti del capillare, l'evoluzione del profilo e della posizione del menisco al suo interno sono stati registrati con una videocamera CCD. Traccianti del diametro di circa 20 [μm] sono stati utilizzati per osservare i moti convettivi nella regione del menisco, moti sempre registrati utilizzando una video camera CCD.

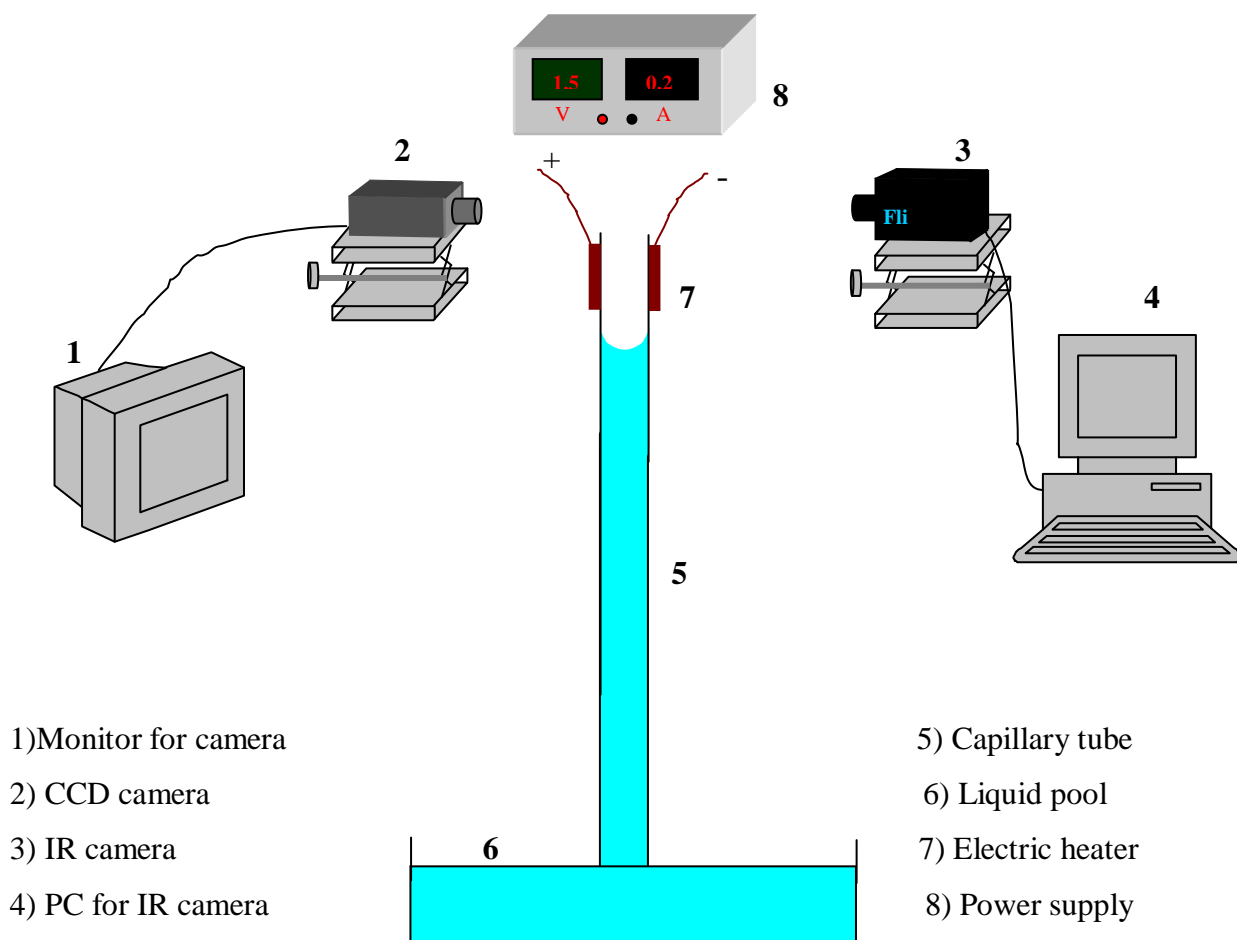


Fig.46 Set-up sperimentale

3.3 Comportamento di liquidi puri in condizioni isoterme e in presenza di gradiente termico

Per ciascuno dei liquidi utilizzati, sono state effettuate misure di tensione superficiale in condizioni di temperatura ambiente ($T \approx 25^\circ\text{C}$). Con lo stesso dispositivo è stata inoltre misurata un'altra importante proprietà dei liquidi, cioè l'angolo di contatto che questi formano su una lastra di vetro borosilicato: come già detto, infatti, dalla misura dell'angolo di contatto si capisce se un liquido bagna (angolo di contatto $< 90^\circ$) o non bagna la superficie considerata (angolo di contatto $> 90^\circ$). Consideriamo una goccia di un liquido poggiata su di una superficie solida :

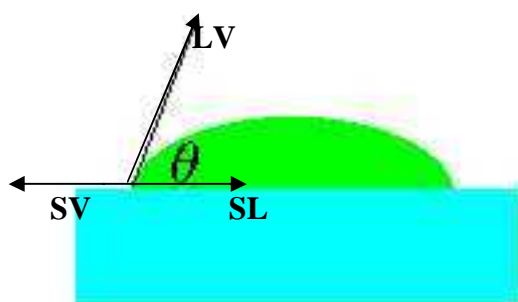


Fig.47 Angolo di contatto di un liquido su di una superficie solida

Trascurando la gravità terrestre, l'equilibrio della goccia passa attraverso l'equilibrio delle tre forze agenti su di essa e riportate nella figura di sopra: la tensione interfacciale tra solido e liquido, quella tra liquido e vapore e quella tra solido e vapore. L'angolo che la tangente alla superficie della goccia forma con il piano tangente alla superficie solida è detto angolo di contatto o di bagnamento. Di sotto sono riportate alcune immagini relative alle misure di angolo di contatto su vetro per l'Eptanolo, Olio di Silicone ed Etanolo:

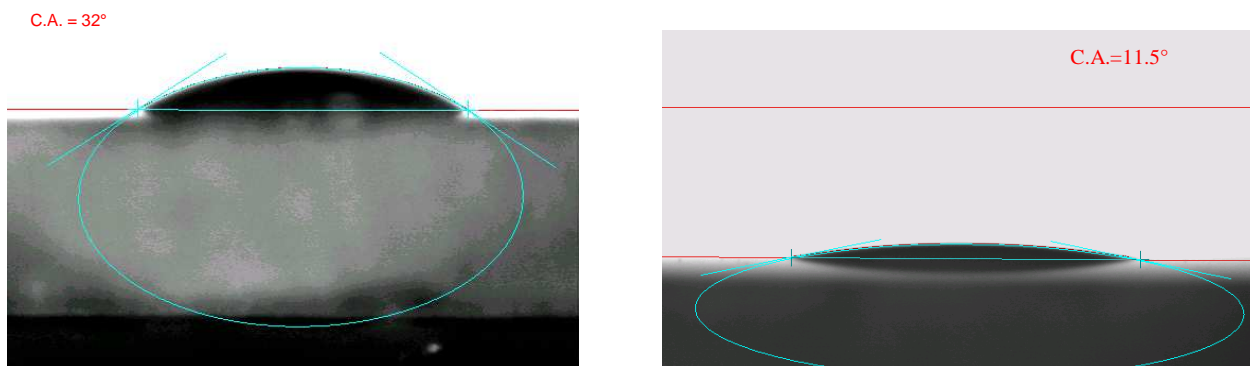


Fig.48 Angoli di contatto N-eptanolo / vetro ed Olio di Silicone/ vetro

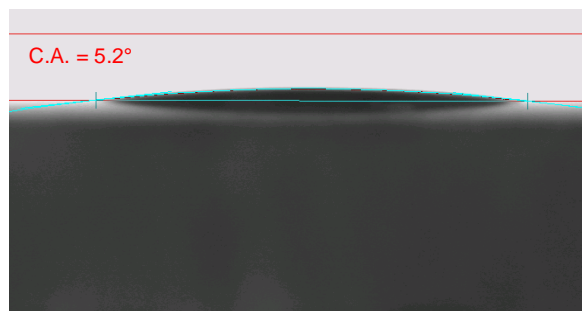


Fig. 49 Angolo di contatto Etanolo / vetro

I valori ottenuti dalle misure di tensione superficiale e di angolo di contatto sono riportati in tabella n.11 , e sono stati utilizzati per il calcolo teorico delle altezze raggiunte dai liquidi nel capillare utilizzando l'equazione di Young Laplace,

$$\rho g H = \frac{2\sigma \cos(\vartheta)}{r}$$

che definisce l'altezza all'equilibrio del menisco in corrispondenza del bilancio di pressione idrostatica e pressione capillare :

	tensione superficiale σ (dine/cm)	Angolo di contatto θ (°)
Olio di Silicone 3cst	17.5	$\approx 0^\circ$
N-eptanolo	28	32°
Olio di Silicone 500cst	21	$\approx 11^\circ$
Etanolo	22.1	5.2°

Tab. 11 Tensione superficiale ed angolo di contatto su vetro borosilicato per i liquidi impiegati per la sperimentazione

Nella prima sessione di esperimenti, il tubo capillare è stato immerso in diverse vaschette contenenti ognuna un liquido diverso, con l'obiettivo di studiare la forma del menisco e l'altezza all'equilibrio da questi raggiunta nel capillare in condizioni di temperatura ambiente; si è anche studiato il comportamento del menisco quando alle pareti del capillare si imponeva un gradiente termico. I liquidi utilizzati sono stati:

- Olio di Silicone (viscosità 3cst)
- Eptanolo
- Olio di Silicone (viscosità 500cst)
- Etanolo

Alcune proprietà termofisiche di questi liquidi sono riportate in tabella n.12 :

Proprietà fisiche a 20°C	Densità (g/cc)	Viscosità dinamica (centipoise)	Calore specifico (Cal/g K)	Tensione di vapore (mmHg)	Conducibilità termica (W/m k)	Punto di Ebollizione (°C)
Olio di Silicone 3cst	0.9	2.7	0.47	760	0.11	200
N-eptanolo	0.82	7.38	-----	0.22	-----	176
Olio di Siliocone 500cst	0.97	485	0.35	--	0.62	≈ 300
Etanolo	0.79	1.2	0.25	44.3	1.66	78.3

Tab.12 Proprietà fisiche dei liquidi impiegati per la sperimentazione

Dopo aver misurato le altezze raggiunte dai menischi dei vari liquidi in condizioni di temperatura ambiente, si è imposto un gradiente termico alle pareti utilizzando un avvolgimento di rame come “*electric heater*” posizionandolo subito sopra la regione del menisco. Le temperature imposte all’avvolgimento sono state 40 / 60 / 80°C. Dopo aver imposto il gradiente termico, si è osservato la recessione dei menischi e sono state misurate le nuove altezze all’equilibrio da questi raggiunte:

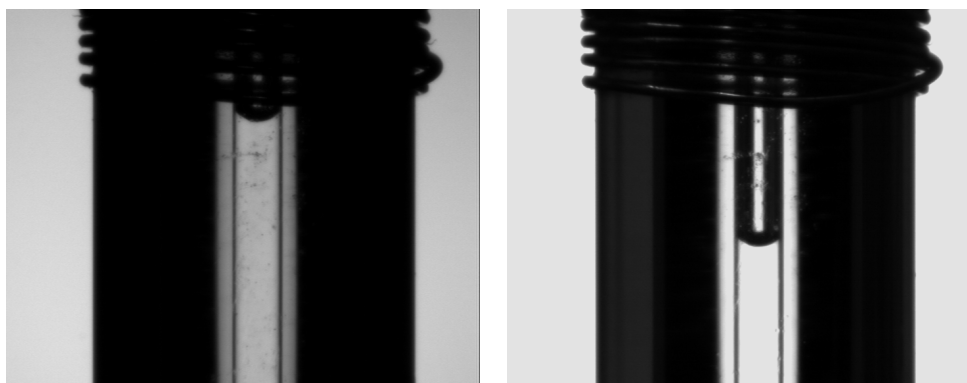


Fig. 50 Olio di Silicone 3cst: a 20°C e dopo aver acceso l’heater

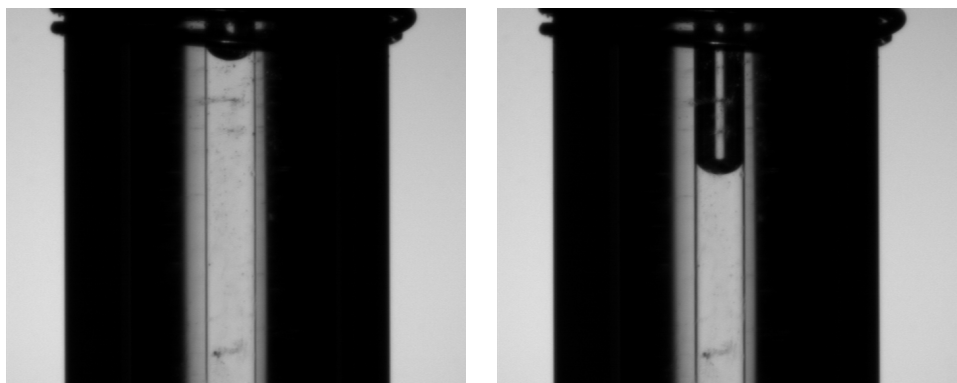


Fig. 51 N-eptanolo : a 20°C e dopo aver acceso l’heater

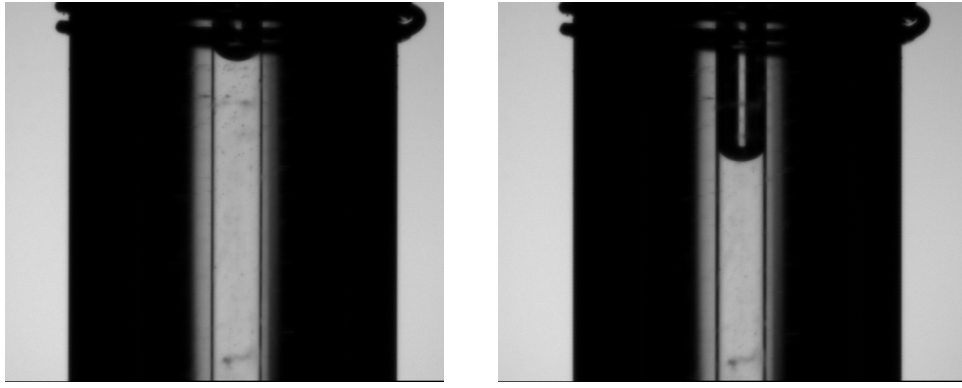


Fig. 52 Olio di Silicone 500cst: a 20°C e dopo aver acceso l'heater

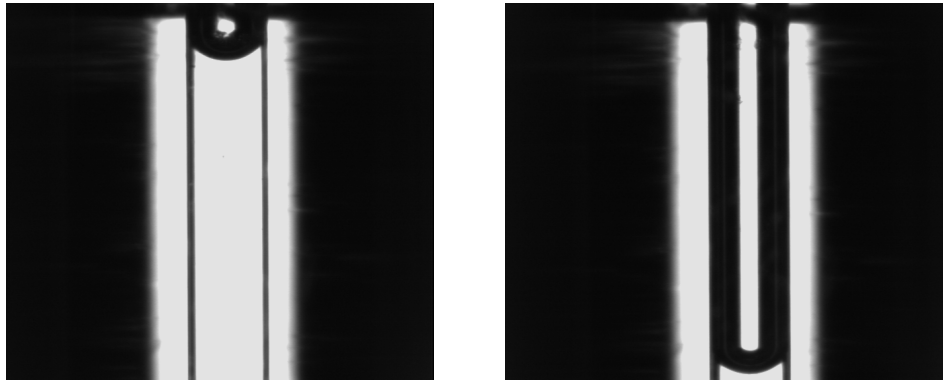


Fig. 53 Etanolo : a 20°C e dopo aver acceso l'heater

La procedura sperimentale seguita è stata così articolata :

- Misura dell'altezza raggiunta dai diversi menischi all'interno del capillare in condizioni di temperatura ambiente, e confronto con quella prevista dalla teoria sulla capillarità utilizzando l'equazione di Young-Laplace;
- Misura dell'altezza finale raggiunta dai menischi di Etanolo ed Olio di Silicone 3cst dopo aver acceso l'heater a diverse temperature (40°C / 60°C / 80°C);
- Misura dei relativi profili di temperatura superficiale sul capillare, tramite l'utilizzo della termocamera, al fine di definire allo stazionario il valore della temperature dei due menischi (Etanolo ed Olio di Silicone 3cst) in ciascuno dei tre casi (heater a 40°C / 60°C / 80°C), per calcolare il valore di tensione superficiale dei menischi stessi alle temperature di cui sopra;
- Definizione del valore medio della densità di Olio di Silicone ed Etanolo all'interno del capillare per ciascuno dei tre casi di gradienti termici applicati;
- Confronto tra l'altezza raggiunta sperimentalmente dai menischi di Olio di Silicone ed Etanolo, in condizioni di gradienti termici applicati alle pareti del capillare, e l'altezza prevedibile dalla teoria ponendo nell'equazione di Young-Laplace il valore di tensione superficiale dei menischi relativo alle temperature degli stessi in ciascuno dei tre casi, e utilizzando come densità il valore medio di cui sopra;

Le altezze raggiunte dai menischi dei liquidi oggetto di investigazione, teoriche e sperimentali, in condizioni di temperatura ambiente sono riportate in tabella n. 13:

Altezze menischi (sperimentali e teoriche)	$H_{\text{sper.}}$ (T=20°C°)	$H_{\text{teor.}}$ (T=20°C°)
Olio di Silicone (3cst)	12,2 mm	12,2 mm
Etanolo	17 mm	17,2 mm
Olio di Silicone (500 cst)	12,3 mm	13 mm
N-eptanolo	18 mm	17,9 mm

Tab. 13 Confronto tra altezze sperimentali e teoriche raggiunte dai menischi dei liquidi studiati in condizioni di temperature ambiente (20°C)

Tramite una videocamera digitale dal campo di vista abbastanza grande (7mm x 8,8 mm, dalla risoluzione pari a 82 pixels/mm) si è potuto misurare di quanto si riduceva l'altezza dei menischi (ΔH) dei liquidi Olio di Silicone ed Etanolo impiegati nelle prove di laboratorio. Il confronto tra le variazioni di altezze all'equilibrio sperimentali e teoriche sono riportate in tabella n.14

Variazioni di altezze	$\Delta H_{\text{sper.}}$ (T=40°C°)	$\Delta H_{\text{teor.}}$ (T=40°C°)	$\Delta H_{\text{sper.}}$ (T=60°C°)	$\Delta H_{\text{teor.}}$ (T=60°C°)	$\Delta H_{\text{sper.}}$ (T=80°C°)	$\Delta H_{\text{teor.}}$ (T=80°C°)
Olio (3cst)	1 mm	0,88 mm	1,5 mm	1,45 mm	2 mm	1,92 mm
Etanolo	1 mm	1 mm	2 mm	1,8 mm	3 mm	2,5 mm

Tab.14 Confronto tra le variazioni di altezze teoriche e sperimentali

La tabella n.4 mostra come in tutte le diverse configurazioni sperimentali, quando si impone un gradiente termico alle pareti del capillare con l'*heater* posizionato subito sopra la regione del menisco, la variazione di altezza prevista dalla teoria sia sempre superiore rispetto a quella misurata sperimentalmente. Tale differenza può essere spiegata con un'analisi dinamica delle forze che agiscono sulla colonnina di liquido all'interno del capillare. In condizioni isoterme, l'equilibrio di tale colonnina è regolato dal bilancio tra la pressione idrostatica e la pressione capillare, come indicato dall'equazione di Young – Laplace:

$$2\pi r \cos\theta = \rho g h \pi r^2$$

in cui,

- r è il raggio del capillare
- θ è l'angolo di contatto del liquido sul vetro
- ρ è la densità del liquido
- g è l'accelerazione di gravità terrestre
- h è l'altezza della colonnina liquida

Quando l'heater viene acceso (condizioni non isoterme) si sviluppano stress termocapillari nella regione del menisco agenti in direzione della gravità terrestre, per i quali il menisco recede fino a quando non si instaura un nuovo equilibrio. Allo stesso tempo, il gradiente termico imposto alle pareti causa la presenza di un gradiente termico lungo l'interfaccia liquido – aria nel capillare, a causa della forma del menisco formato dall'olio di Silicone e dall'etanolo, particolarmente concava per via dell'elevata bagnabilità su vetro esibita da tali liquidi (angolo di contatto molto piccolo): le regioni laterali del menisco, più alte e vicine all'heater, si troveranno a temperature maggiori rispetto alla regione centrale, più lontana dalle pareti calde e dall'heater, dunque, più fredda. Conseguentemente si avrà un gradiente di tensione superficiale lungo il menisco, con valore di tensione più alti al centro che non alle estremità, e ciò induce dei moti convettivi (moti alla Marangoni) diretti dall'alto verso il basso, e dalle estremità del menisco verso il centro del menisco stesso, come mostrato nell'immagine sotto riportata relativa al caso di Olio di Silicone 3cst:

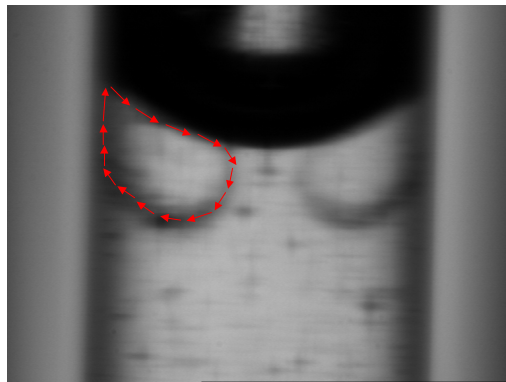


Fig. 54 Celle convettive dirette verso il centro del menisco: *heater* subito sopra il menisco

Da un punto di vista dinamico, si ha lo sviluppo di forze tangenziali parallele alla gravità terrestre e legate alla presenza di un gradiente di tensione superficiale; parallelamente, nella definizione del nuovo equilibrio dinamico della colonnina di liquido nel capillare soggetto a gradiente termico, va tenuta in conto una non omogenea distribuzione della densità del liquido lungo la colonnina stessa:

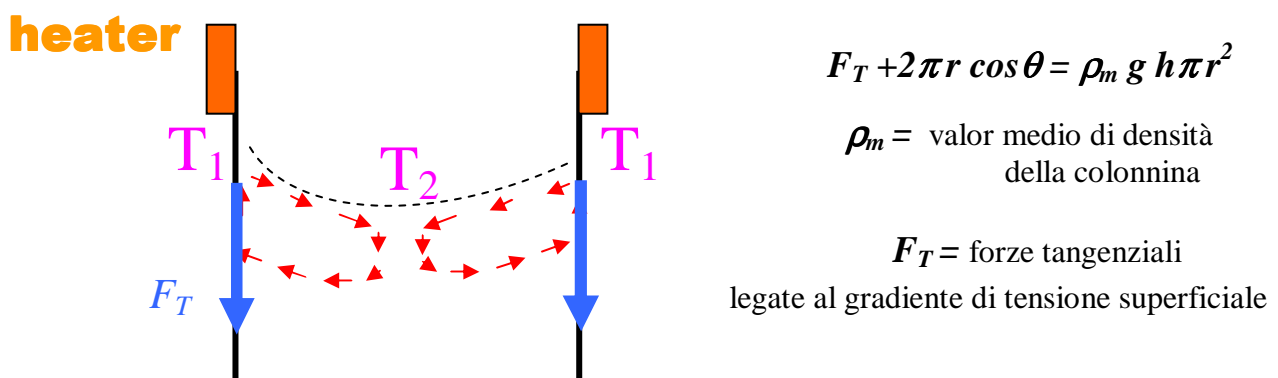


Fig. 55 Forze tangenziali che si sviluppano in presenza di un gradiente termico

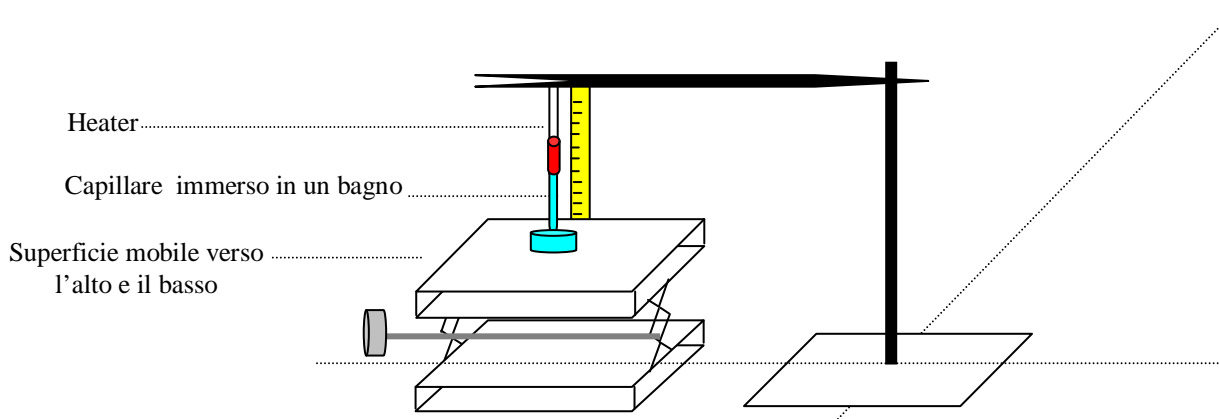
Esiste, dunque, un contributo aggiuntivo che si somma all'azione degli stress termocapillari agenti in direzione della gravità terrestre, che non compare nella classica equazione di Young- Laplace e che spiegherebbe il motivo della discrepanza tra i risultati teorici e quelli sperimentali. Va altresì detto che tale discrepanza, in realtà, è lecito aspettarsela maggiore di quella riportata in tabella n.14, e questo perchè nel computo della temperature dei menischi in condizioni di gradiente termico applicato alle pareti, la termocamera ha rilevato la temperatura superficiale del vetro del capillare all'altezza del menisco e non la temperatura del menisco stesso, probabilmente più bassa a causa dello spessore del capillare (2,5 mm).

3.4 Influenza della convezione naturale e alla Marangoni

Con una seconda sessione di esperimenti condotti nei laboratori del DISIS ci si è posti l'obiettivo di studiare l'evoluzione di un menisco di Olio di Silicone in condizioni di gradiente termico applicato alle pareti del capillare, una volta parallelo ed una volta antiparallelo alla direzione della gravità terrestre (rispettivamente, menisco riscaldato dall'alto e dal basso), per confrontare le dinamiche associate alle celle convettive di Marangoni ed i relativi effetti sul valore dell'altezza raggiunta all'equilibrio dal menisco stesso nelle due configurazioni.

3.4.1 Gradiente termico antiparallelo alla direzione della gravità terrestre

L'altezza misurata nel capillare per l'olio di Silicone 3cs in condizioni di temperature ambiente (20°C) è stata di circa 1,22 cm . Una volta acceso l'heater ad 80°C , tale altezza si è ridotta sperimentalmente, come detto, a causa dell'azione accoppiata degli stress termocapillari e delle forze tangenziali legate al gradiente di tensione superficiale presente lungo tutto il menisco. Mantenendo l'heater alla temperatura di 80°C , si è fatto in modo che la superficie su cui il bagno di olio era poggiato fosse mobile verso l'alto e/o verso il basso, e alzandola meccanicamente (es. poggiando il bagno di olio su di un carrello come mostrato in figura sotto), mantenendo fisso il capillare, si è visto che anche il menisco presente all'interno del capillare è salito rispetto alla condizione di equilibrio raggiunta quando si è acceso l'heater ad 80°C :



Con questa operazione si è riportato il menisco esattamente sotto l'heater e dopo un po' di tempo, si è visto il menisco migrare nuovamente verso il basso riducendo ulteriormente il valore della sua altezza nel capillare. L'operazione appena descritta è stata ripetuta più volte, fino a quando si il menisco ha smesso di migrare verso il basso ed è rimasto confinato subito sotto l'heater. Il valore dell'altezza raggiunta dal menisco di olio di Silicone 3cst in queste condizioni (menisco mantenuto confinato subito sotto un heater a 80°C) è stato di circa 9mm. La misura del profilo termico sulle pareti del capillare, ottenuta con la termocamera, è stata utilizzata come condizione al contorno per le simulazioni numeriche, che hanno evidenziato come la temperatura a cui si trovava il menisco in queste condizioni (mantenuto, cioè confinato subito sotto l'heater ad 80°C) fosse di circa 74°C. Step successivo è stato quello di confrontare la variazione di altezza avuta sperimentalmente (circa 3.21 mm) con quella prevista dalla teoria per un menisco che da temperatura ambiente è portato a 74°C, sfruttando l'equazione di Young-Laplace, senza considerare dunque gli effetti della convezione alla Marangoni. Come ci si poteva aspettare, tale variazione di altezza, secondo la teoria, è di circa 2.5 mm, dunque più bassa rispetto a quella misurata sperimentalmente:

$$\left. \begin{aligned} \rho g H &= \frac{2\sigma \cos(\vartheta)}{r} \\ \rho g \Delta H &= \frac{2\Delta\sigma \cos(\vartheta)}{r} \end{aligned} \right\} \rightarrow \Delta H = \frac{\sigma_T * \Delta T * H}{\sigma} \approx 2.5 \text{ mm}$$

con

$$\sigma_T = 0.0668 \text{ dyne/cm K} \quad ; \quad \Delta T = 54^\circ\text{C} \quad ; \quad H = 12.2 \text{ mm} \quad ; \quad \sigma = 17.5 \text{ dyne/cm}$$

Ragionando in termini di pressione, la pressione capillare nel tubo con Olio di Silicone 3cst, in condizioni di temperature ambiente, è pari a circa:

$$\begin{aligned} \rho g H &= 106 \text{ Pa} \\ \rho &= 0.9 \text{ g/cc} & g &= 981 \text{ cm/s}^2 & H &= 1.22 \text{ cm} \end{aligned}$$

Sono state sviluppate diverse simulazioni numeriche presso il centro di calcolo del DISIS, al fine di riprodurre le fenomenologie descritte ed ottenere informazioni utili all'analisi dei fenomeni osservati. In tal ottica è stata disegnata al computer anzitutto la geometria di un capillare immerso nel bagno di un liquido, per poi riprodurre il riscaldamento del menisco una volta che questo si è formato all'interno del capillare in condizioni di temperatura ambiente.

L'heater è stato disegnato in prossimità dell'altezza all'equilibrio raggiunta e misurata sperimentalmente dall'Olio di Silicone nel capillare, in condizioni di temperatura ambiente. Il campo termo-fluidodinamico all'interno del capillare è quindi stato risolto con un metodo numerico agli elementi finiti, risolvendo le equazioni di bilancio di Navier –Stokes (massa, quantità di moto ed energia) sfruttando il codice Fluent. I risultati numerici hanno evidenziato come all'interfaccia liquido – aria, il valore della differenza di pressione legato all'effetto Marangoni sia di circa $\Delta P_M = 6\text{Pa}$, cui corrisponde, confrontandola con i 106 Pa del 1,22 cm di altezza a temperatura ambiente, una variazione percentuale dell'altezza del menisco pari a circa il 5,7 % (0.7 mm) dell'altezza raggiunta sempre in condizioni di temperatura ambiente. Dunque, la teoria sulla capillarità ed i risultati numerici indicano che un menisco di Olio di Silicone mantenuto a circa 74°C raggiunge un'altezza all'equilibrio pari a circa 9mm, con una variazione di altezza, rispetto a quella a temperature ambiente, pari a circa 3.2 (2,5mm + 0.7mm), in ottimo accordo con quanto misurato sperimentalmente ($\Delta H_{\text{sper.}} = 3.1\text{ mm}$):

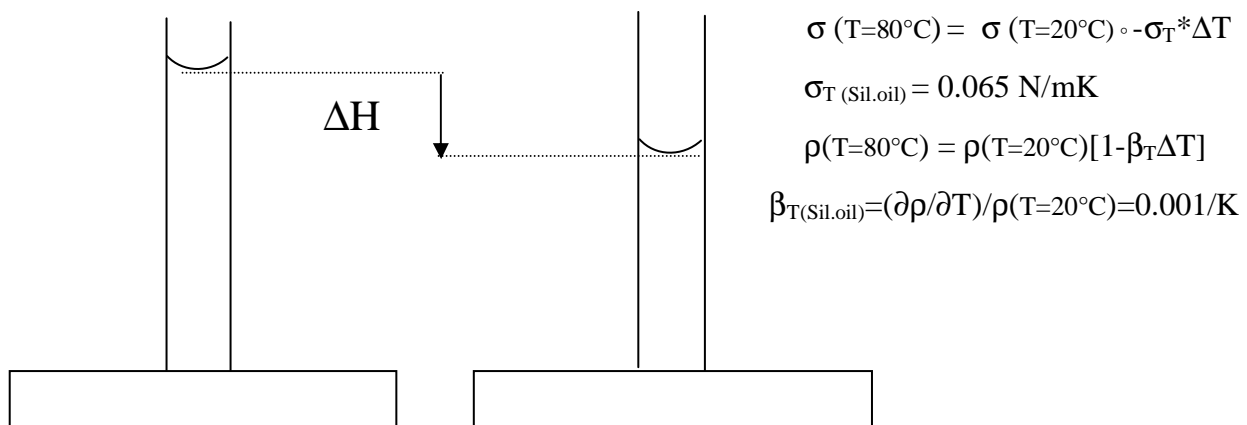


Fig. 56 Variazione di altezza del menisco dopo aver imposto un gradiente termico antiparallelo alla gravità terrestre

3.4.2 Gradiente termico parallelo alla direzione della gravità terrestre

Nella seconda configurazione utilizzata (*heater* mantenuto confinato subito sotto la regione del menisco, sempre utilizzando la procedura sperimentale indicate nel paragrafo 3.4.1) mentre gli stress termocapillari agivano sempre in direzione della gravità terrestre, il gradiente termico lungo il menisco induceva moti convettivi alla Marangoni contro-rotanti rispetto a quelli visti con la precedente configurazione (*heater* mantenuto subito sopra il menisco):

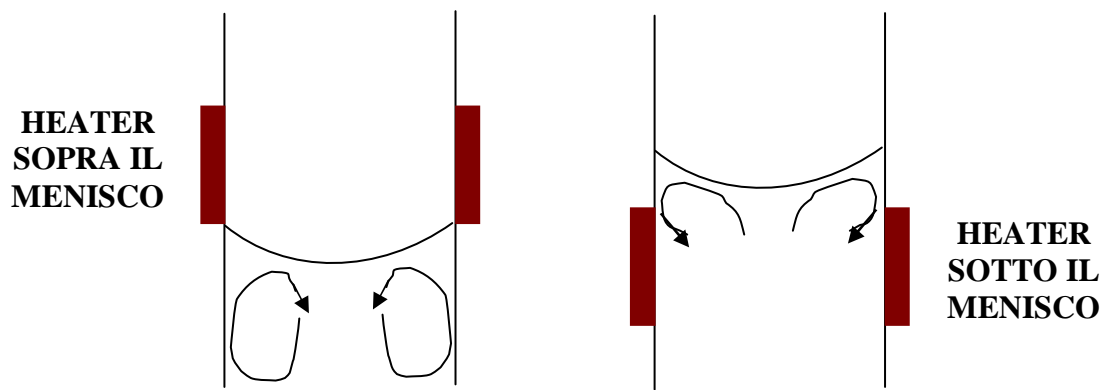


Fig. 57 Confronto tra le celle convettive di Marangoni avute nel caso di heater mantenuto subito sopra e subito sotto la regione del menisco

L'altezza all'equilibrio raggiunta dal menisco di Olio di Silicone in questo caso è stata di circa 10mm contro i 9mm di prima; la differenza tra le due altezze è legata al verso di rotazione delle celle convettive. Infatti, stavolta, il salto di pressione all'interfaccia liquido – vapore legato all'effetto Marangoni è pari a circa $\Delta P_M = -3\text{Pa}$, negativo, cui corrisponde, confrontandola con i 106 Pa del 1,22 cm di altezza a temperatura ambiente, una variazione percentuale dell'altezza del menisco pari a circa il -2.8% (-0.34 mm) rispetto al valore dell'altezza da questi raggiunta in condizioni di temperatura ambiente. Dunque, la teoria sulla capillarità ed i risultati numerici indicano che un menisco di Olio di Silicone mantenuto a circa 74°C raggiunge un'altezza all'equilibrio pari a circa 10.04 cm, con una variazione di altezza, rispetto a quella a temperature ambiente, pari a circa 2.16 (2,5mm - 0.34 mm), in ottimo accordo con quanto misurato sperimentalmente ($\Delta H_{\text{sper.}} = 2.2\text{ mm}$):

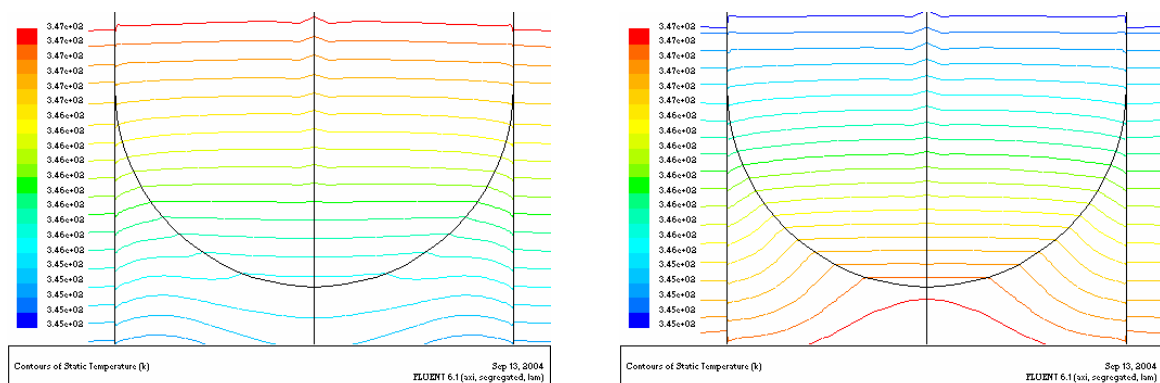


Fig. 58 Contour di temperature : heater sopra e sotto il menisco

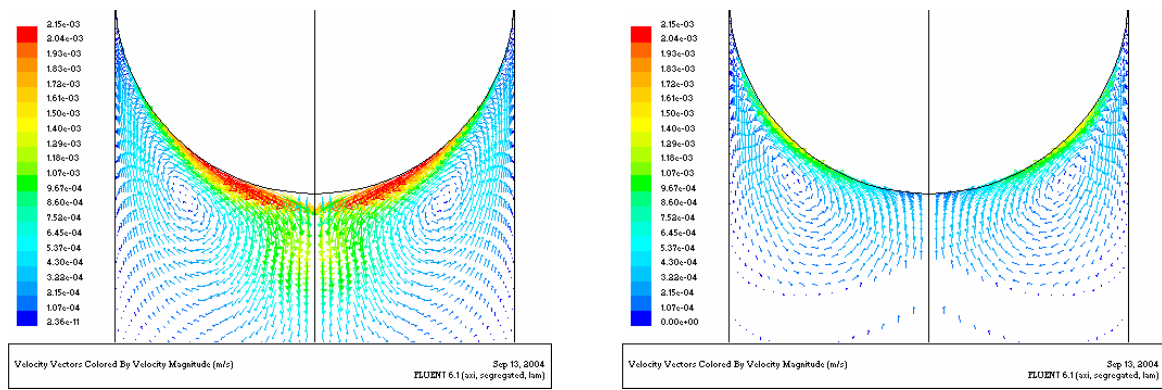


Fig. 59 Vettori velocità : heater sopra e sotto il menisco

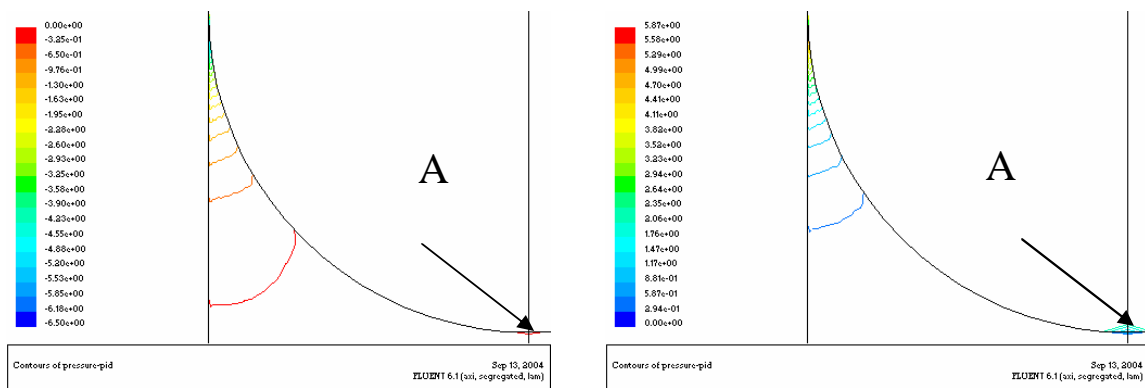


Fig. 60 Contour di pressione all'estremità del menisco: heater sopra e sotto il menisco

Nel contour di pressione si è sottratto la pressione idrostatica, ed i valori sono relativi ai punti dell'interfaccia liquido - aria più bassi:

$$p^* = p - \rho gh \quad \text{con} \quad p^*(A) = 0$$

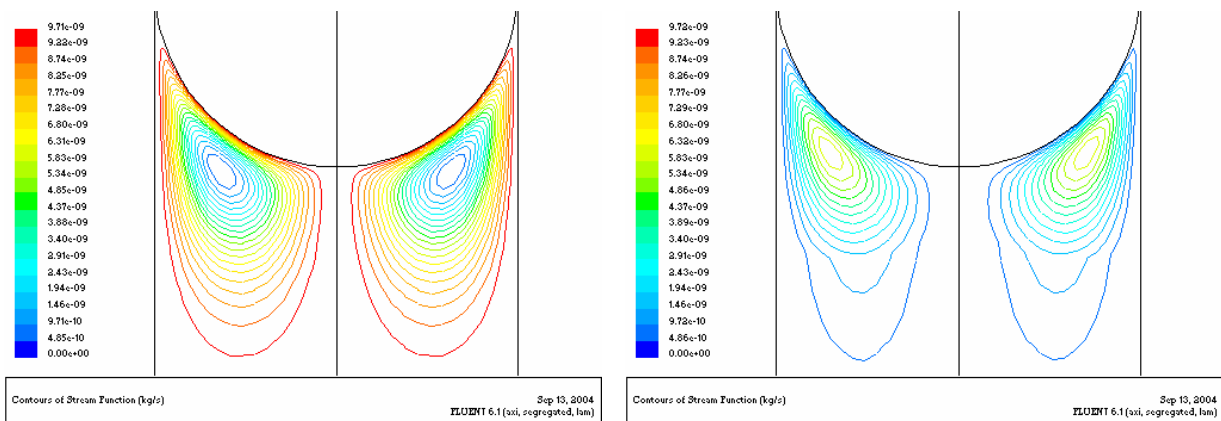


Fig. 61 Contour of stream function: heater sopra e sotto il menisco

3.4.3 Gradiente termico inclinato rispetto alla direzione della gravità terrestre

Per rendere più evidente la differenza in altezze che si ottiene quando seguendo la procedura sperimentale citata nel paragrafo n.3.4.1 si mantiene una volta il menisco subito sotto l'*heater* ed un'altra subito sopra, sono stati realizzati esperimenti in cui il gradiente termico era inclinato rispetto alla gravità terrestre. Il capillare è stato immerso nel bagno di Olio con una pendenza di circa $\alpha = 15^\circ$, mentre l'*heater* era sempre riscaldato a 80°C . L'altezza raggiunta dall'olio in condizioni di temperatura ambiente è stata di circa 5.1 cm: le altezze all'equilibrio in condizioni di gradiente termico applicato sono state, rispettivamente, 3.9cm (*heater* mantenuto subito sopra il menisco) e 4.3cm (*heater* mantenuto subito sotto il menisco).

3.5 Comportamento di una soluzione acquosa ad effetto Marangoni inverso

Con una terza sessione di prove, si è studiato anche il comportamento della miscela binaria di acqua ed n-eptanolo (8×10^{-3} moli/l) all'interno di un capillare soggetto a gradienti termici. Il capillare utilizzato è in vetro borosilicato, dal diametro interno pari a 0.92 mm, spessore un decimo di millimetro, ed i gradienti termici alle pareti sono stati imposti sempre utilizzando un avvolgimento di rame, collegato ad un alimentatore e posizionato poco al di sopra del menisco formato dal liquido all'interno del capillare. E' stata misurata l'altezza raggiunta dal menisco all'interno del capillare in condizioni di temperatura ambiente, nonché il suo comportamento in presenza di un gradiente termico tale per cui la temperatura sulla superficie del vetro immediatamente sotto l'avvolgimento in rame era di circa 85°C . L'altezza raggiunta dalla miscela all'interno del capillare, in condizioni di temperatura ambiente di 20°C , è stata di circa 1.7 cm. Il dato sperimentale è in buon accordo con il valore "atteso" fornito dall'equazione di Young-Laplace,

$$H_{T=22^\circ\text{C}} = \frac{2\sigma \cos(\vartheta)}{\rho g R} \cong 1.65 \text{ cm}$$

$$\sigma \cong 38.5 \text{ dyne/cm}$$

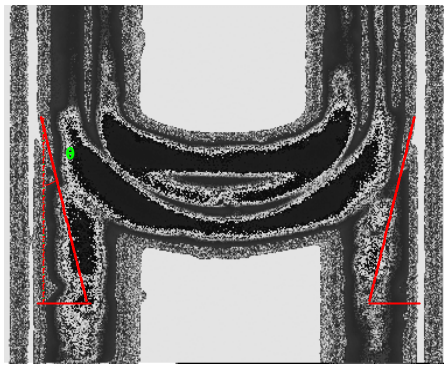
$$\theta = 15^\circ$$

$$\rho = 0.9982 \text{ g/cc}$$

$$R = 0.046 \text{ cm}$$

$$g = 980 \text{ cm/s}$$

L'angolo di contatto, pari a circa 15° , è stato misurato “graficamente” costruendo un triangolo rettangolo dalla lunghezza dei lati nota (prendendo come misura di riferimento il diametro del capillare) e ricavando il valore di uno dei suoi angoli acuti.:



$$D = 0.92$$

Fig. 62 Misura sperimentale dell'angolo di contatto dell'acqua nel capillare

Successivamente si è posizionato l'avvolgimento di rame al di sopra del menisco, ad una distanza di circa 2 mm in modo, come detto, da riscaldare il vetro subito sottostante a circa 85°C . Il menisco, dopo una prima brevissima fase di discesa, ha iniziato a salire anziché continuare a scendere, spostandosi verso la zona dell'*heater*, e si è fermato dopo aver percorso circa 1.7 mm, raggiungendo dunque un'altezza di 1.87 cm nella zona a circa 85°C sotto l'avvolgimento di rame.



Fig.63 Posizione iniziale menisco: heater off



Fig.64 Heater on : Posizione dopo 2 minuti



Fig.65 Heater on : Posizione dopo 3 minuti

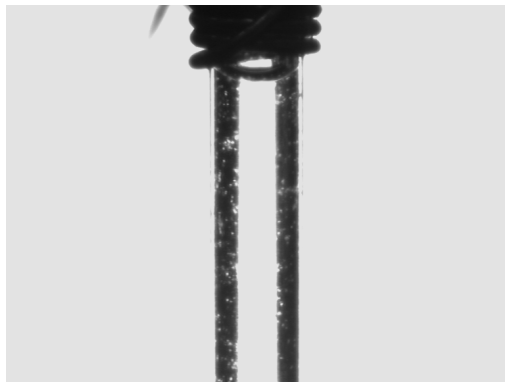


Fig.66 Heater on : Posizione dopo 4,5 minuti

Tramite l'utilizzo del termografo, parallelamente all'acquisizione video dell'evoluzione del menisco, è stata monitorata la temperatura della regione del capillare in corrispondenza della quale si trovava il menisco stesso. L'analisi termica, accoppiata a quella video, ha evidenziato che la fase di salita del menisco è cominciata dopo circa 12 secondi dall'accensione dell'*heater* ed in corrispondenza di una temperatura raggiunta dal menisco di circa 38°C:

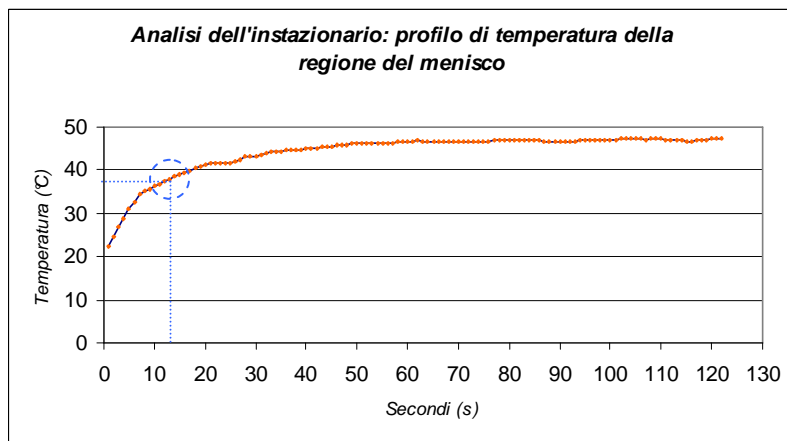


Fig.67 Profilo di temperatura della regione occupata dal menisco solo nei primi 12 secondi: successivamente il menisco è migrato verso l'alto cambiando posizione

In accordo con le misure sperimentali di tensione superficiale per la miscela di acqua ed n-eptanolo, a partire da valori di temperatura intorno ai 40°C la tensione superficiale cresce con la temperatura, ovvero, contrariamente a quanto visto per i liquidi puri precedentemente analizzati, gli stress termocapillari agiscono sì in direzione della gravità terrestre, ma stavolta in verso opposto spingendo il menisco verso l'*heater*,

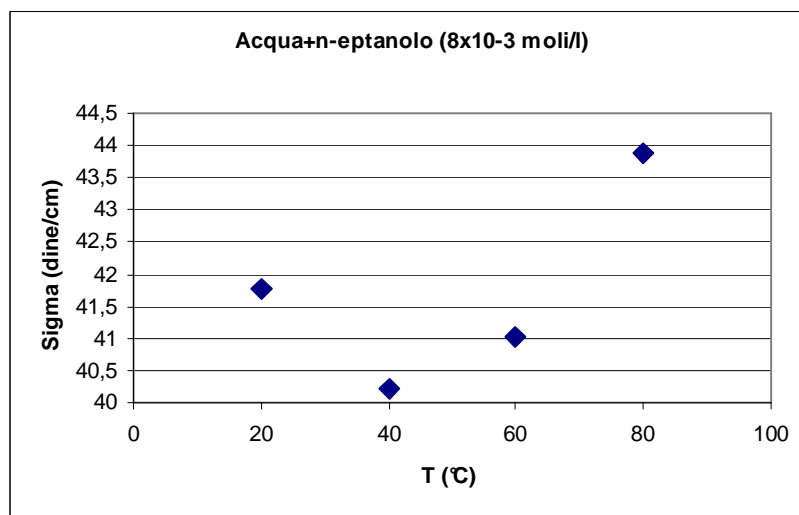


Fig.68 Profilo di tensione superficiale di acqua/ n-eptanolo al variare della temperatura

A causa del gradiente termico imposto alle pareti del capillare, il menisco, durante la fase di salita, incontra temperature sempre più elevate, ovvero, assume valori di tensione superficiale sempre più alti. Allo stazionario, la salita del menisco verso l'*heater*, come detto, è stata di circa 1,7 mm misurata rispetto alla posizione iniziale, ovvero, il menisco si è posizionato immediatamente sotto l'*heater* in una regione ad una temperatura di circa 85°C :

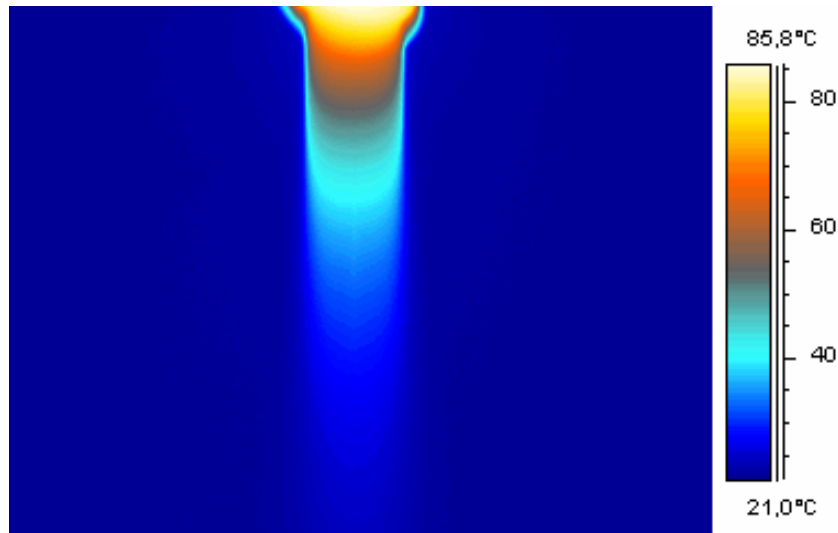


Fig. 69 Immagine termografica del capillare soggetto a gradiente termico allo stazionario

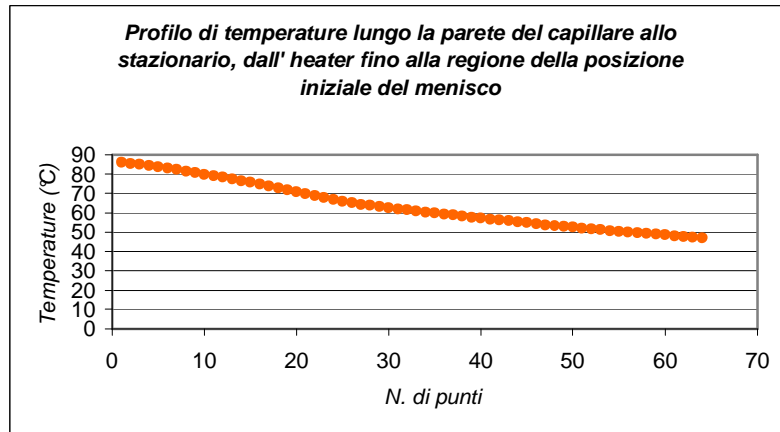


Fig. 70 Profilo di temperatura allo stazionario tra l'heater e la posizione iniziale del menisco

Il valore “atteso” dell'altezza raggiunta allo stazionario è, secondo l'equazione di Young – Laplace,

$$H_{T=85^{\circ}\text{C}} = \frac{2\sigma \cos(\vartheta)}{\rho g R} \cong 1.814 \text{ cm}$$

$$\sigma \cong 41.7 \text{ dyne/cm}$$

$$\theta = 15^{\circ}$$

$$\rho = 0.985 \text{ g/cc}$$

$$R = 0.046 \text{ cm}$$

$$g = 980 \text{ cm/s}$$

in cui il valore della densità è quello medio tra $T=20^{\circ}\text{C}$ (0.9982 g/cc) e $T=80^{\circ}\text{C}$ (0.9718g/cc). Secondo la teoria, dunque, la variazione di altezza del menisco sarebbe dovuta essere di circa 1,6 mm, contro i circa 1,7 mm misurati sperimentalmente. Un'ulteriore diversità rispetto al comportamento dei menischi di liquidi puri riscaldati dall'alto è stata riscontrata nella dinamica dei moti convettivi all'interfaccia liquido-aria (Moti alla Marangoni). Contrariamente a quanto visto con il menisco di Olio di Silicone 3cst riscaldato dall'alto con un *heater* a circa 80°C , nel caso di acqua ed n-eptanolo sono state visualizzate due celle convettive contro-rotanti all'altezza del menisco, sempre riscaldato dall'alto con un *heater* a 80°C , dirette però dal centro del menisco stesso verso le estremità, come indicato nella figura sotto riportata:

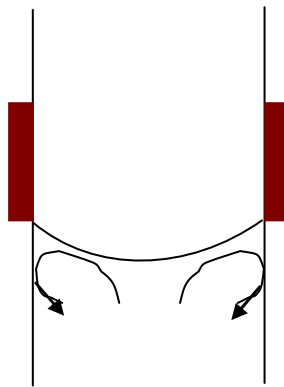


Fig.71 Celle convettive di Marangoni: menisco di acqua ed n-eptanolo riscaldato dall'alto

La logica dei moti è concorde con quanto ci si poteva aspettare analizzando il profilo di tensione superficiale al variare della temperatura, secondo cui superati i 40°C , nelle regioni del menisco a temperatura maggiore (ovvero alle estremità che bagnano le pareti del capillare) la tensione superficiale è maggiore. I risultati hanno evidenziato, dunque, un comportamento del menisco diverso da quello visto per i liquidi puri fin qui analizzati, e tale da indurre a considerare la suddetta miscela come un “new working fluid” da impiegare nella realizzazione di heat pipes di nuova generazione per migliorare l'efficienza di trasferimento di calore di tali dissipatori, riducendo il rischio del manifestarsi di problemi come, ad esempio, il dry – out all'evaporatore.

Cap.4 - “ *Applicazioni della soluzione di n-eptanolo in configurazioni sperimentali simili a quella di un heat pipe*”

4.1 Introduzione

In questo capitolo è stata focalizzata l'attenzione sul comportamento di una miscela binaria di acqua ed n-eptanolo in due configurazioni simili a quella di un heat pipe. Come prima configurazione di interesse, è stata utilizzata una cella di quarzo a forma di parallelepipedo, riempita parzialmente una volta con acqua e una volta con acqua ed n-eptanolo, ed a questa si è applicato un gradiente termico riscaldando un'estremità e raffreddando l'altra. L'analisi del campo di moto all'interfaccia liquido – vapore, e l'analisi termografica delle pareti della cella, ha permesso di mettere in risalto la maggiore capacità di trasporto di liquido verso l'evaporatore da parte della miscela binaria in n-eptanolo: i risultati delle simulazioni numeriche, in buon accordo con i dati sperimentali, hanno evidenziato come tale risultato sia da imputare allo sviluppo di moti alla Marangoni lungo l'interfaccia liquido-vapore e diretti verso la regione più calda della cella (“Marangoni Inverso”) anziché verso la regione più fredda. Come seconda configurazione di interesse, è stato utilizzato un tubo di vetro, parzialmente riempito una volta con acqua ed una volta con acqua ed n-eptanolo, dopo che al suo interno è stato fatto preliminarmente il vuoto. Anche al tubo in vetro è stato applicato un gradiente termico riscaldando un'estremità e raffreddando l'altra, mentre era orientato nello spazio una volta, in configurazione di lavoro a termosifone, ed un'altra in configurazione di lavoro orizzontale. I risultati sperimentali ottenuti tramite l'impiego di una termocamera, hanno messo in risalto la diversa capacità di trasferire calore misurata nel caso del tubo riempito con acqua rispetto a quello riempito con la soluzione in n-eptanolo; parallelamente, lo sviluppo di simulazioni numeriche in codice Fluent ha fornito indicazioni utili relative al campo di moto presente all'interno dei tubi soggetti a gradiente termico, permettendo dunque di comprendere le cause della diversa capacità di trasporto del calore misurata.

4.2 La configurazione sperimentale

L'obiettivo delle prove di laboratorio è stato quello di visualizzare i moti all'interfaccia liquido – vapore all'interno di una cella di quarzo a forma di parallelepipedo, posizionata in orizzontale e soggetta a gradiente termico. I liquidi scelti, come detto, sono stati l'acqua bi-distillata ed una soluzione di acqua ed n-eptanolo (8×10^{-3} moli/litro), mentre le temperature imposte all'estremità della cella sono state 60°C all'evaporatore e 40°C al condensatore. Tali temperature sono state imposte alle estremità incastrando la cella di quarzo (dimensioni esterne : $1,25 \times 1,25 \times 4,5 \text{ cm}^3$, dimensioni interne: $1 \times 1 \times 3.9 \text{ cm}^3$) in due blocchetti di rame forati, dal foro pari alla sezione esterna della cella, riscaldati utilizzando due elementi Pertier alimentati in corrente.

Per la visualizzazione dei moti all'interfaccia liquido-vapore sono poi stati utilizzati traccianti immersi in soluzione, dal diametro di circa 10 micron e densità pari a circa 0.45 g/cc. Sfruttando un laser He-Ne si è creato un piano di luce con cui illuminare i traccianti che galleggiavano all'interfaccia, ed il loro moto (direzione e velocità) è stato osservato utilizzando uno specchio posto a 45° sotto la cella, in modo da osservare con una video CCD l'interfaccia liquido-vapore dal basso:

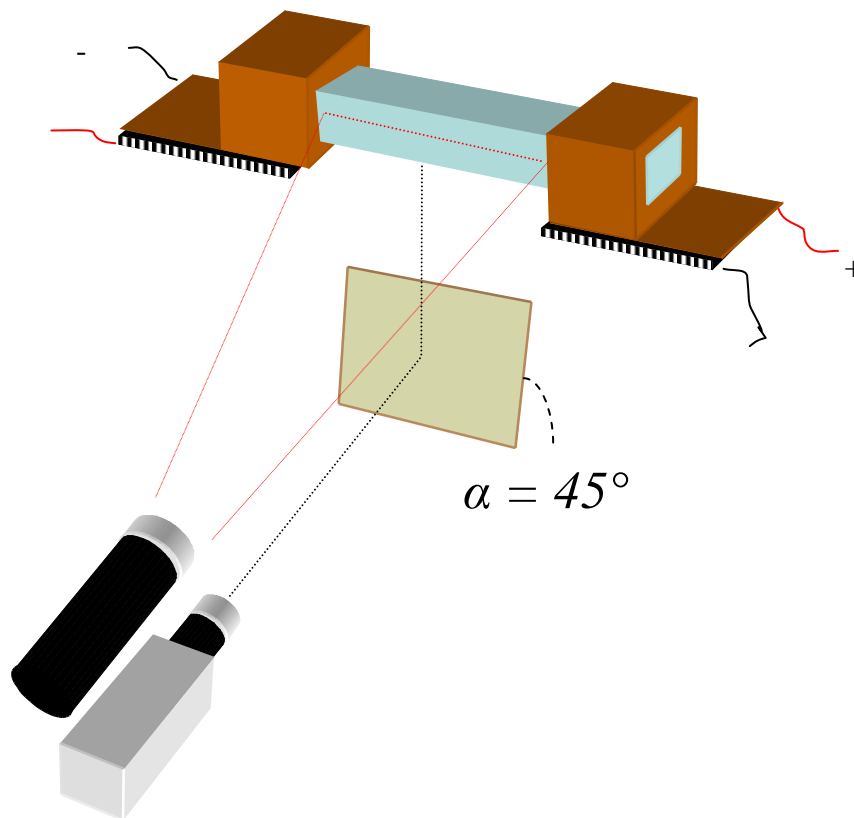


Fig 72 . Schema dell'apparato sperimentale

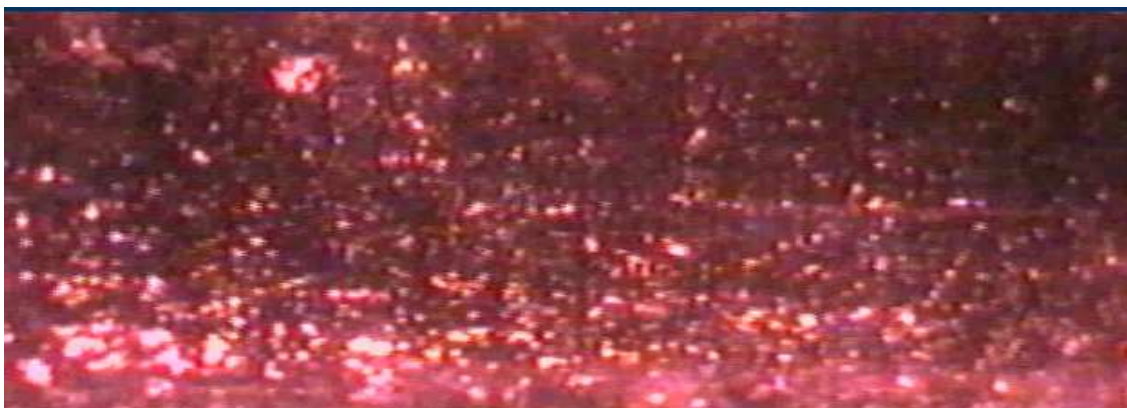


Fig.73 Immagine acquisita dell'interfaccia liquido – vapore con traccianti, illuminata dal piano laser

L'utilizzo della termocamera ha infine permesso di studiare i profili di temperatura superficiale presenti sulla parete superiore, inferiore e laterale della cella sperimentale. La quantità di volume di liquido iniettata in ambedue i casi sperimentali osservati, è stata la stessa e pari a circa 600 microlitri.

4.3 Interpretazione dei risultati sperimentali con l'ausilio di soluzioni numeriche

Lo sviluppo di simulazioni numeriche presso il centro di calcolo del DISIS, come già accennato, è stato d'aiuto nell'interpretazione dei risultati sperimentali. Disegnata la geometria della cuvette sfruttando il software Gambit, è stato utilizzato il codice Fluent per risolvere il campo termofluidodinamico 3-D regolato dalle equazioni di Navier Stokes nell'ipotesi di regime incompressibile. Dai risultati numerici si è appreso che nel caso dell'acqua bi-distillata, causa una buoyancy trascurabile nel liquido per via della piccola quantità di volume iniettato nella cella, si sviluppa un moto superficiale all'interfaccia liquido - vapore diretto principalmente verso la regione più calda della cuvette: tale moto, caratterizzato da valori di velocità pari a circa 1mm/s (in buon accordo con i valori misurati sperimentalmente), è dovuto all'azione di trascinamento del vapore sulla superficie d'interfaccia, trascinamento a sua volta legato alla buoyancy non trascurabile presente in fase vapore. Nel caso della soluzione di acqua ed n-eptanolo, oltre l'azione di trascinamento del vapore sul liquido, va tenuto conto anche del moto superficiale innescato dal gradiente di tensione superficiale e diretto, sempre lungo l'interfaccia, verso la regione più calda della cuvette: conseguentemente anche in questo caso il moto è principalmente diretto verso il caldo, ma con valori di velocità più elevati, pari a circa 1.5 cm/s come misurato sperimentalmente e ottenuto numericamente. Sotto sono riportati gli schemi inerenti, rispettivamente, al campo di moto presente nella mid-section (piano ortogonale all'interfaccia e che taglia la stessa in due parti uguali), ed a quello presente lungo tutta l'interfaccia liquido-vapore, accoppiate con i relativi risultati numerici avuti per entrambi i casi sperimentali di interesse (acqua e soluzione in n-eptanolo):

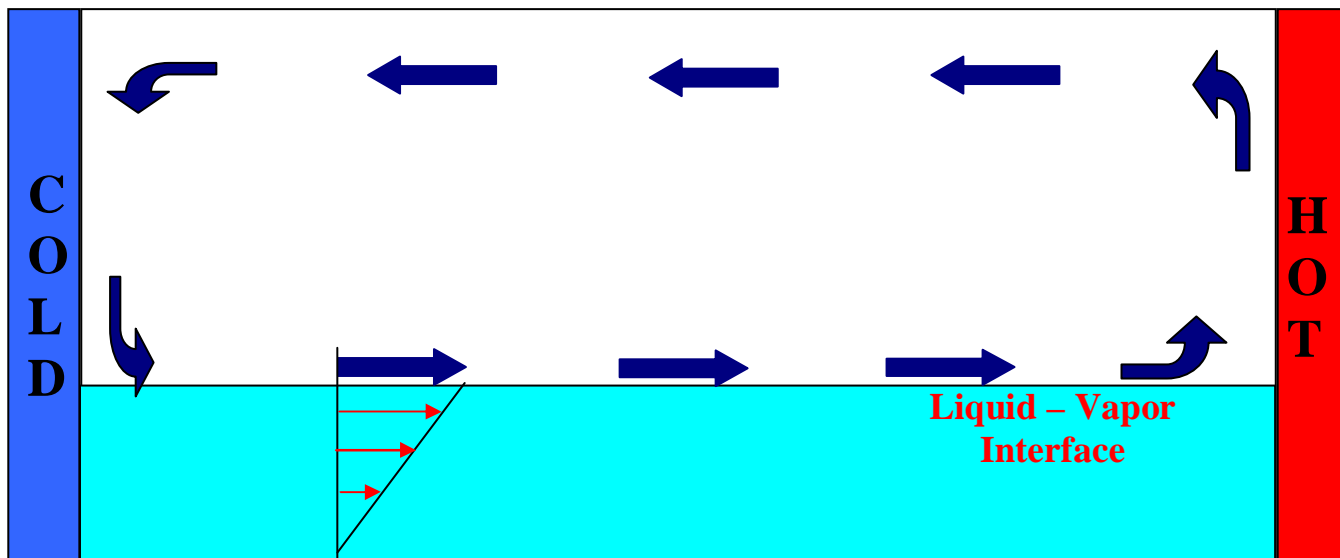


Fig.74 Acqua Bi-distillata - Schematizzazione dell' azione di trascinamento del vapore sul liquido all'interfaccia liquido-vapore: moto superficiale diretto verso il caldo

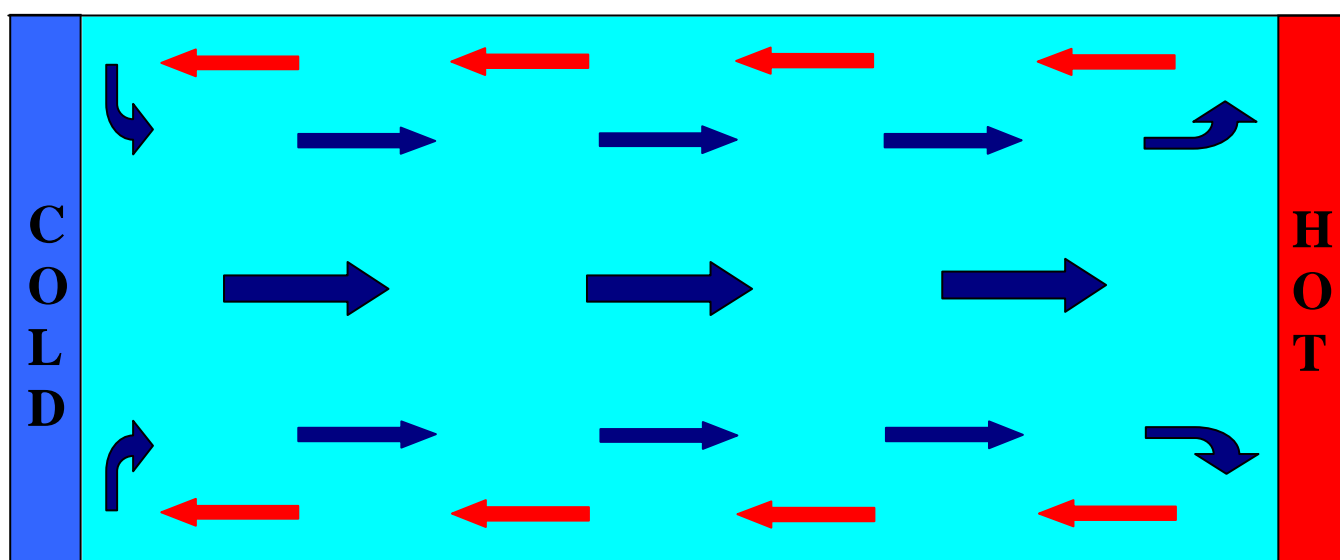


Fig.75 Acqua – Bidistillata - Schematizzazione del moto lungo tutta l'interfaccia liquido-vapore: il moto è diretto principalmente dal freddo verso il caldo, con un ritorno superficiale verso il freddo lungo le pareti della cella

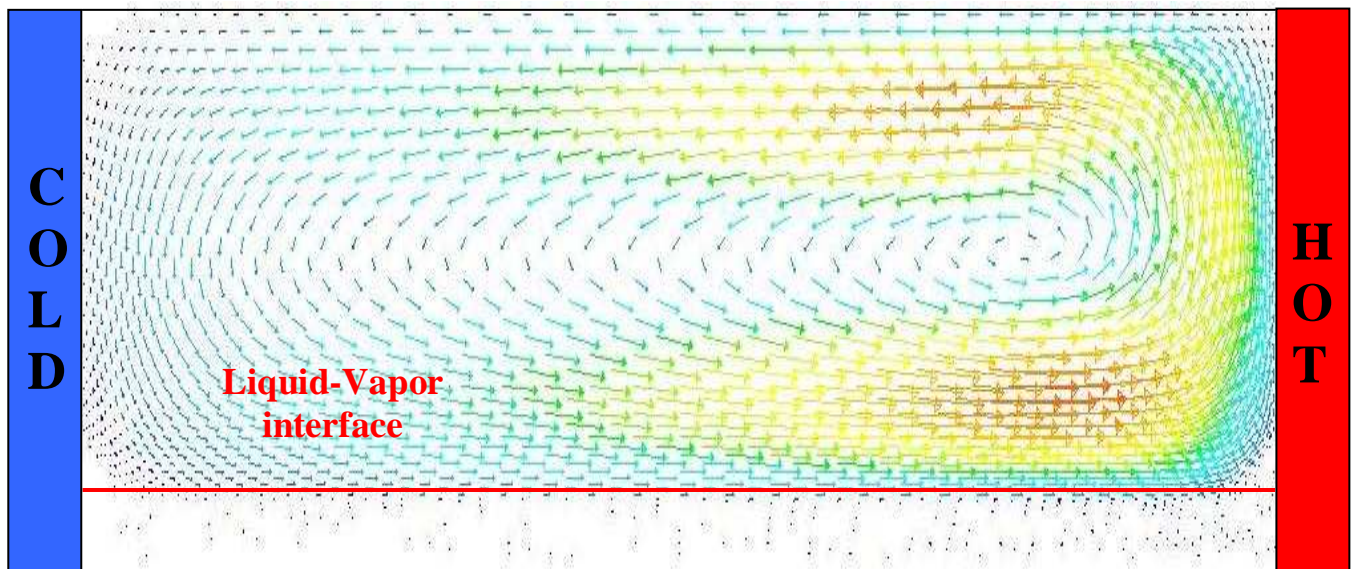


Fig.76 Acqua – Bidistillata: Risultati numerici relativi all'andamento delle velocità in fase liquida ed in fase vapore

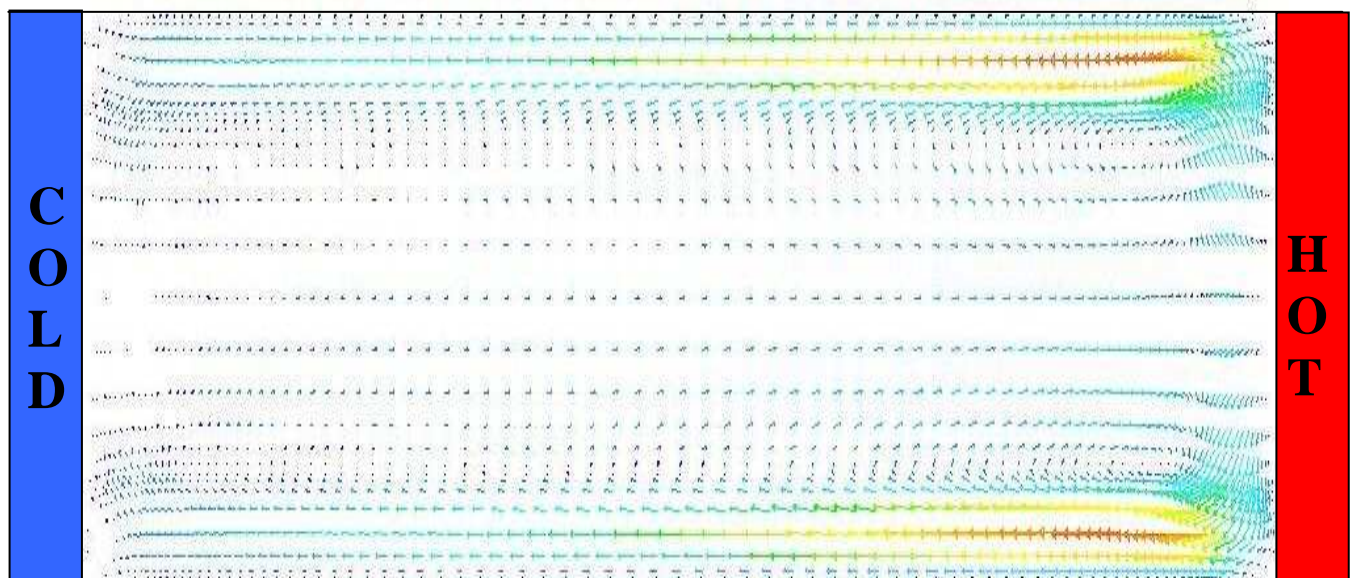


Fig.77 Acqua – Bidistillata : Risultati numerici relativi al campo di moto presente su tutta l'interfaccia liquido - vapore: il moto è diretto principalmente verso il caldo, con ritorno del liquido al freddo lungo le pareti della cuvette

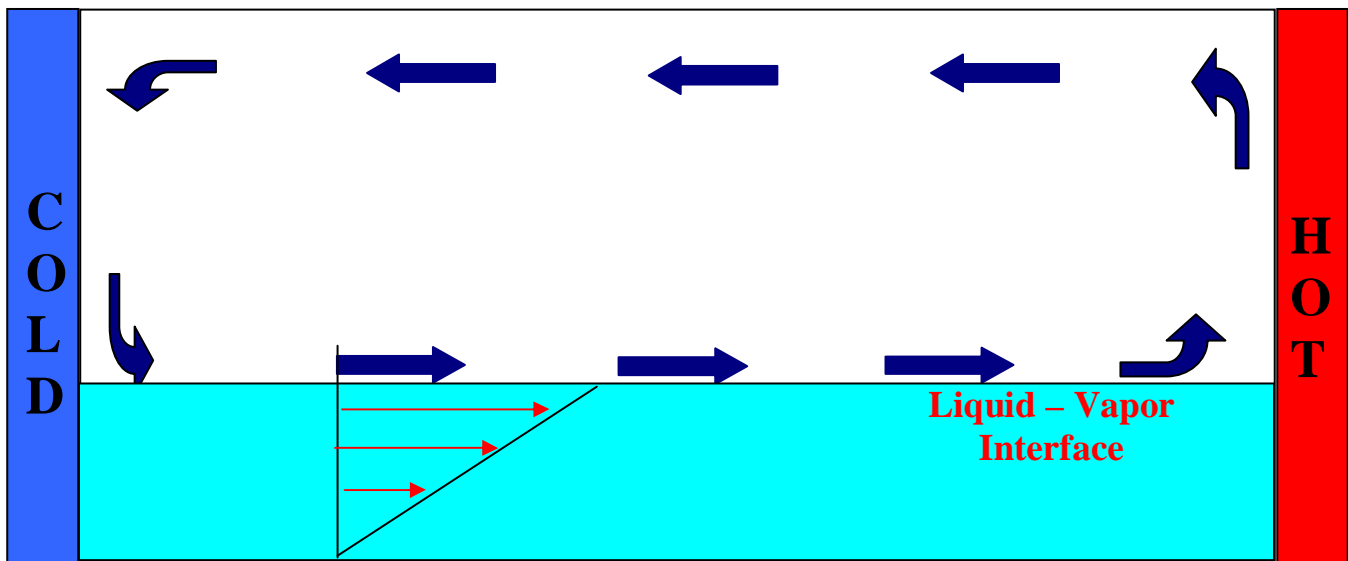


Fig.78 Soluzione in n-eptanolo - Schematizzazione dell' azione di trascinamento del vapore + Effetto Marangoni
Inverso sul liquido all'interfaccia liquido-vapore: moto superficiale diretto verso il caldo e più veloce di quello avuto
nel caso dell'acqua

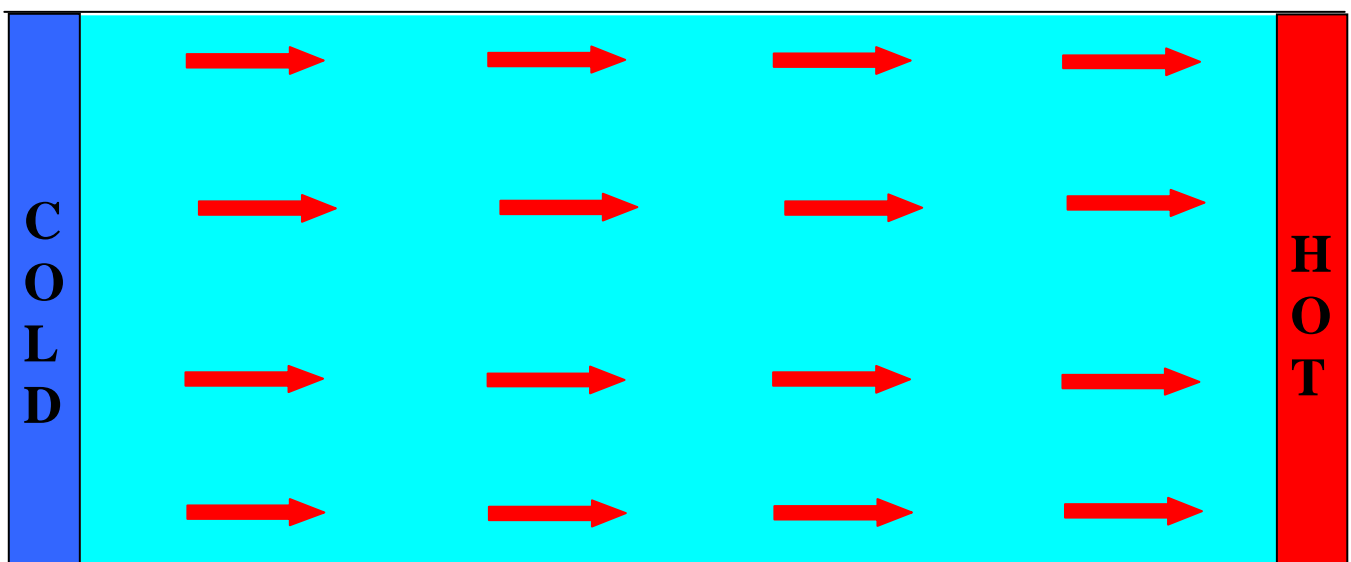


Fig.79 Soluzione in n-eptanolo- Schematizzazione del moto lungo tutta l'interfaccia liquido-vapore: il moto è diretto
dal freddo verso il caldo, senza un ritorno superficiale verso il freddo lungo le pareti della cella come invece avviene nel
caso dell'acqua.

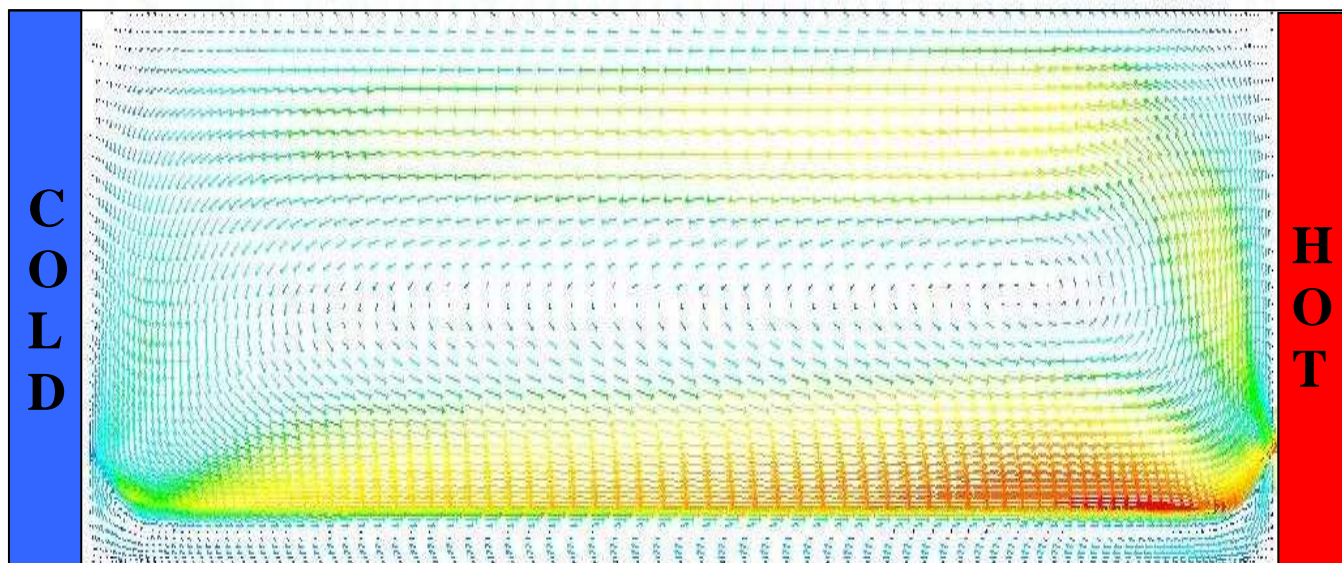


Fig.80 Soluzione in n-eptanolo - Caso della soluzione in n-eptanolo – Campo di moto nella mid section : Azione di trascinamento del vapore sul liquido all’interfaccia e moto verso il caldo

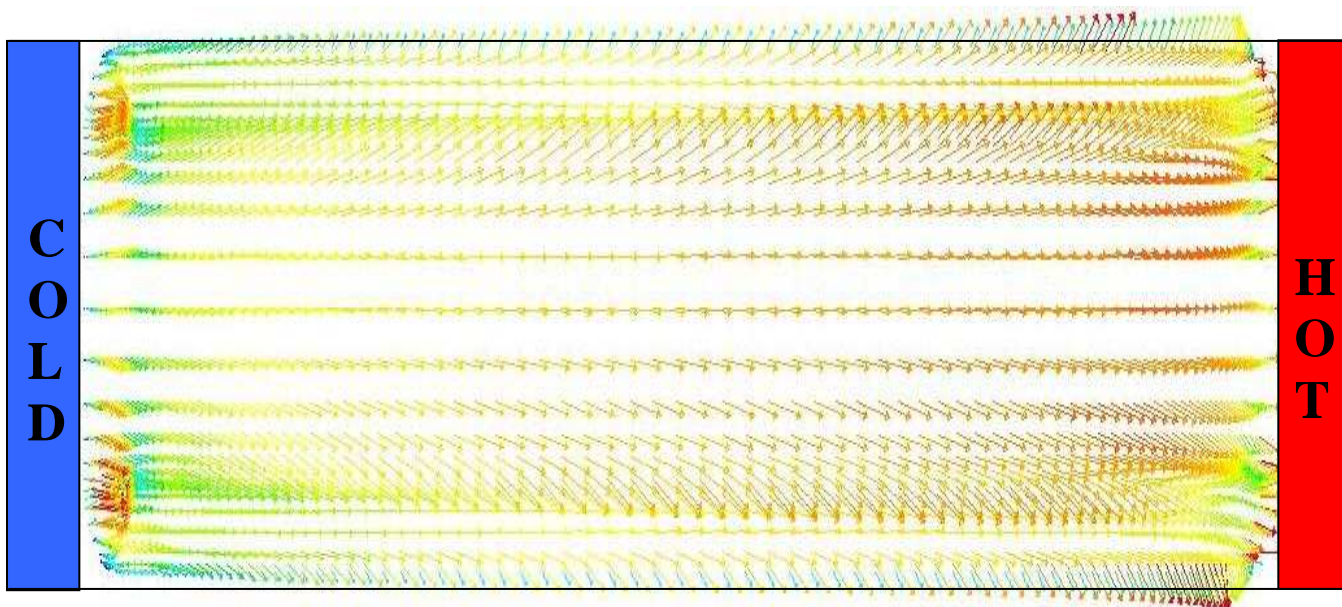


Fig. 81 Soluzione in n-eptanolo - Interfaccia liquido–vapore: moto all’interfaccia diretto verso il caldo, con ritorno nei piani sottostanti

Le immagini sotto riportate sono relative alle distribuzioni di temperatura acquisite a diverse angolazioni su diverse superfici della cuvette tramite la termocamera:

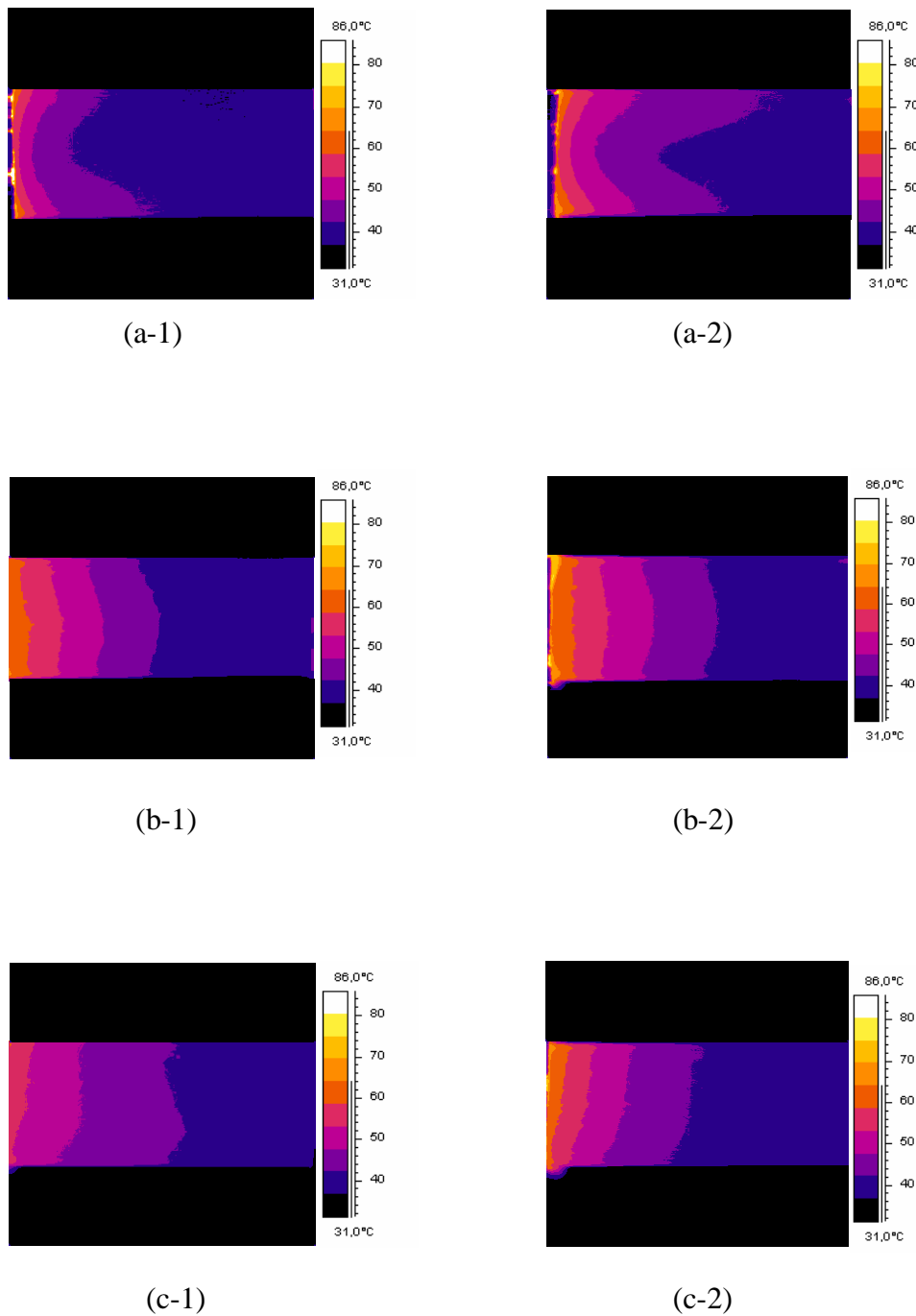


Fig.82 Distribuzioni superficiali di temperatura lungo la parete inferiore (a), superiore (b) e laterale (c) della cella sperimentale, relative al caso dell'acqua (1) e della soluzione in n-eptanolo (2).

Con riferimento alla termografia della cuvette, dai risultati numerici ottenuti, si è compreso che:

- L'andamento delle isoterme nella distribuzione di temperatura **sulla superficie superiore della cuvette**, in ambedue i casi sperimentali, è diretto verso la regione più fredda a causa della *buoyancy* in fase vapore, che trascina il vapore stesso dal caldo verso il freddo;
- L'andamento delle isoterme nella distribuzione di temperatura **sulla superficie inferiore della cuvette**, in ambedue i casi sperimentali, è diretto verso il caldo per l'azione di trascinamento del vapore sul liquido (nel caso dell'acqua), oltre che per l'effetto ``Marangoni inverso`` (nel caso della soluzione in N-eptanolo) : tale moto si propaga per viscosità dall'interfaccia liquido-vapore in tutti i piani paralleli sottostanti fino alla base della cella, senza risentire di un' eventuale *buoyancy* in fase liquida, trascurabile a causa dello spessore troppo piccolo del film di liquido iniettato nella *cuvette*;
- L'andamento delle isoterme nella distribuzione di temperatura **sulla superficie laterale della cuvette**, nel caso dell'**acqua**, presenta una distorsione diretta verso il freddo all'interfaccia liquido-vapore e a ridosso della parete laterale inquadrata. Questo perché all'interfaccia liquido – vapore, come prima descritto, il liquido trasportato dal vapore verso il caldo ritorna per continuità al freddo lungo le pareti laterali della *cuvette*, come prima descritto: tale moto si propaga per viscosità in tutti i piani paralleli sottostanti fino alla base della cella sperimentale;
- L'andamento delle isoterme **sulla superficie laterale della cella** nel caso della **soluzione in n-eptanolo**, al contrario dell'**acqua**, presenta una distorsione diretta verso il caldo all'interfaccia liquido – vapore e a ridosso della parete laterale inquadrata. Questo perché nel piano interfacciale liquido – vapore, diversamente dal caso dell'acqua, il liquido è trasportato verso il caldo **lungo tutta l'interfaccia** senza ritorno al freddo lungo le pareti della cella, e questo a causa dell'effetto ``Marangoni inverso``;

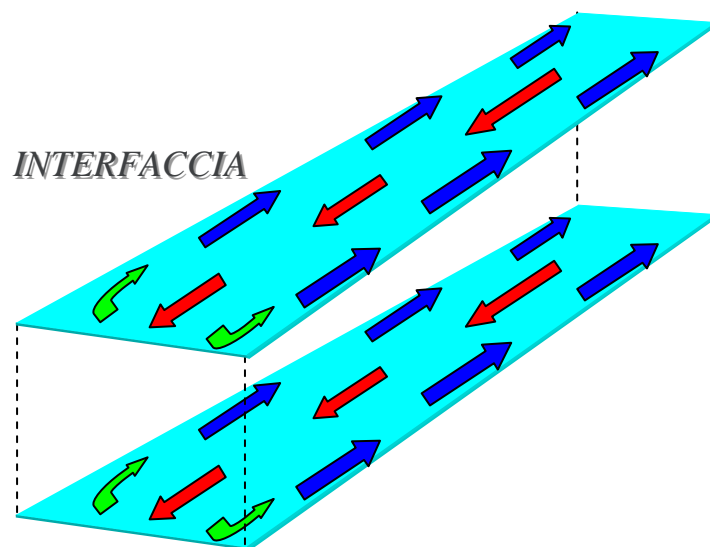


Fig. 83 Campo di moto all'interfaccia liquido – vapore che si ripete in tutti i piani sottostanti: trascinamento verso la regione calda nella zona centrale e ritorno lungo le pareti verso la regione fredda

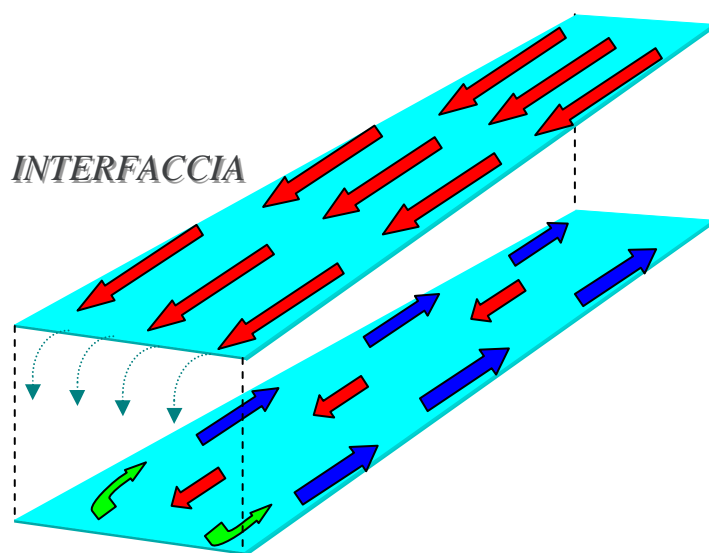


Fig.84 Campo di moto all'interfaccia liquido – vapore e in tutti i piani sottostanti: trascinamento verso la regione calda in tutta l'area interfacciale con ritorno al freddo nei piani sottostanti, in cui il campo di moto è simile a quello del caso dell'acqua

4.4 Un nuovo liquido per gli heat pipes

In diversi esperimenti realizzati in passato, in condizioni di microgravità terrestre, è stato dimostrato come sia possibile realizzare un *heat pipe* senza una struttura capillare (in letteratura, *wickless heat pipe*): in questo caso, la funzione di trasporto del *working fluid* verso la regione dell'evaporatore è svolta dal gradiente di concentrazione che si crea tra le due estremità, ad esempio, di un tubo di vetro riempito con una soluzione acquosa di Etanolo, e soggetto a gradiente termico. In questa configurazione, infatti, all'evaporatore la soluzione usata come *working fluid* si arricchirà del componente meno volatile (ovvero l'acqua, dalla tensione superficiale più alta di quella dell'Etanolo), mentre al condensatore si avrà la situazione opposta, dunque, un arricchimento della soluzione del componente più volatile e dalla tensione superficiale più bassa (ovvero, l'Etanolo). Il risultato è che si crea un gradiente di tensione superficiale, indotto da un gradiente di concentrazione, che trasporta il liquido all'interfaccia con il vapore verso la regione più calda del tubo. Per quanto finora detto, tale ritorno del liquido verso l'evaporatore potrebbe essere più pronunciato se si impiegasse per il riempimento la soluzione di acqua ed N-eptanolo, perché stavolta si sfrutterebbe l'azione combinata e del gradiente di concentrazione, come appena discusso, e del gradiente di temperatura per migliorare l'efficienza di scambio termico del dissipatore di calore e ridurre il rischio di fenomeni di *dry-out*. In tal ottica, in attesa di una sperimentazione in microgravità, sono stati realizzati diversi esperimenti a terra, con l'obiettivo di ottenere informazioni preliminari circa l'impiego di tale "*new working fluid*" in una configurazione molto simile a quella di un heat pipe.

4.5 Comportamento di un cilindro di vetro riscaldato ad un'estremità

Un cilindro di vetro Pyrex (spessore di 1mm, lunghezza 16,5 cm, diametro interno pari ad 1 cm) è stato riempito sotto vuoto con circa 3.5 cc di liquido preliminarmente degassato. I liquidi messi a confronto sono stati l'acqua bidistillata e una soluzione di acqua ed n-eptanolo (concentrazione pari ad 8×10^{-3} moli/l), e con un avvolgimento di rame che copriva un'estremità del tubo per circa 3,5 cm, sono stati imposti diversi gradienti termici per due diverse configurazioni di lavoro (orizzontale e "verticale a termosifone"):



Fig.85 Tubo di vetro trasparente riempito sotto vuoto

Utilizzando la termocamera è stato possibile analizzare le distribuzioni di temperatura lungo la superficie del tubo di vetro “visibile”, mentre la temperatura del vetro coperto dall’avvolgimento (zona evaporatore) è stata monitorata utilizzando una termocoppia dal diametro di 0.3mm.

4.5.1 Configurazione verticale

Sono di seguito riportate le distribuzioni di temperatura registrate con la termocamera sulla superficie del vetro per 3 casi (alimentazione avvolgimento di rame a 5 , 8 e 10 watt) in cui la configurazione di lavoro scelta è stata quella verticale “ a termosifone”, con l’heater posizionato in basso.

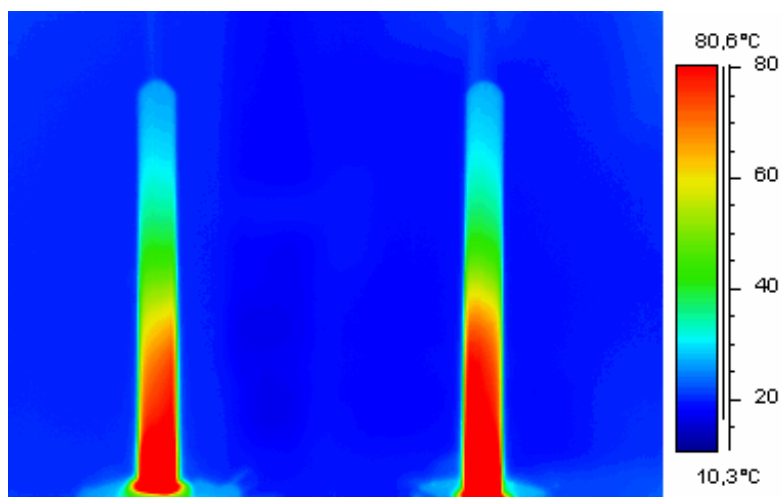


Fig. 86 Configurazione verticale / 5watt :
Soluzione in N-eptanolo (sinistra) vs Acqua (destra)

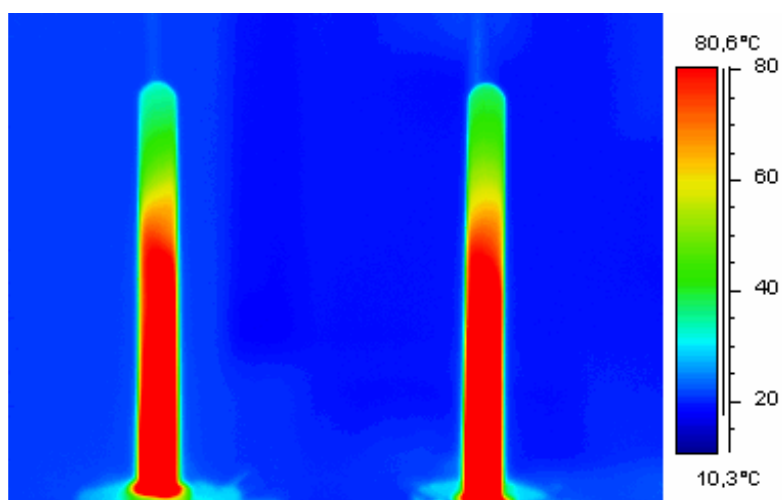


Fig. 87 Configurazione verticale / 8watt :
Soluzione in N-eptanolo (sinistra) vs Acqua (destra)

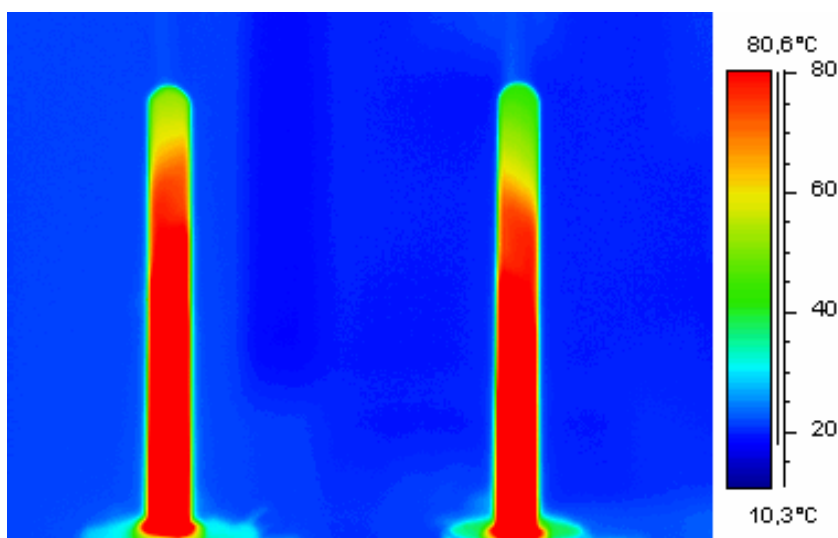


Fig. 88 Configurazione verticale / 10watt :
Soluzione in N-eptanolo (sinistra) vs Acqua (destra)

<i>Potenza fornita (watt)</i>	<i>Temp/ Evaporatori (Acqua vs N-ept. Sol.)</i>	<i>Temp/Condensatori (Acqua vs N-ept. Sol.)</i>
5	120.8 vs 121.6	24.39 vs 25.23
8	130.2 vs 129.7	34.18 vs 32.18
10	148.6 vs 147.2	42.96 vs 48.59

Per questa configurazione il ritorno del liquido condensato all'evaporatore è dovuto essenzialmente alla gravità; pertanto, come rilevato sperimentalmente, non c'è grande differenza tra le distribuzioni di temperatura lungo la superficie del tubo nei due casi analizzati, come dimostrano i profili di temperatura di seguito riportati, in cui oltre alle temperature sulla superficie del vetro che va dal condensatore all'evaporatore, è riportata separatamente la temperatura dell'evaporatore misurata con l'ausilio di una termocoppia, come prima descritto :

- Configurazione verticale: risultati

Legenda:

— Acqua

— Soluzione in N-eptanolo

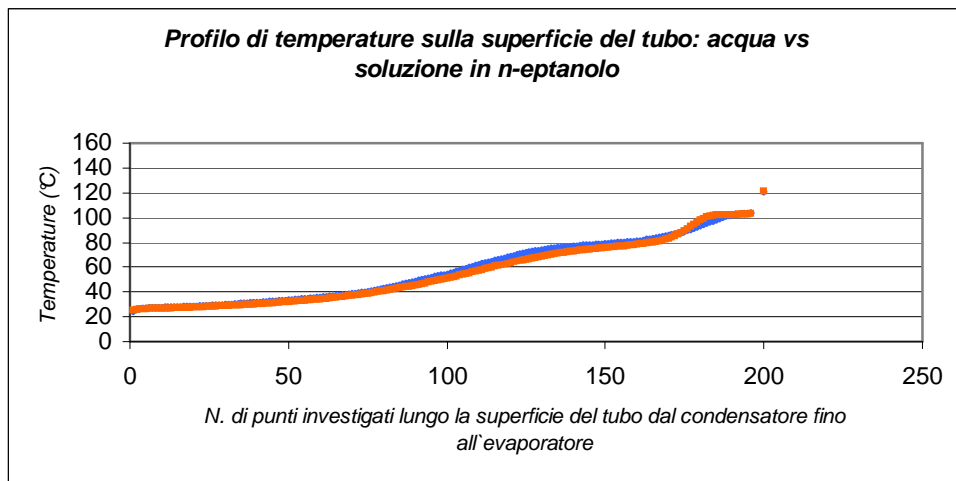


Fig. 89 Configurazione verticale : 5 watt

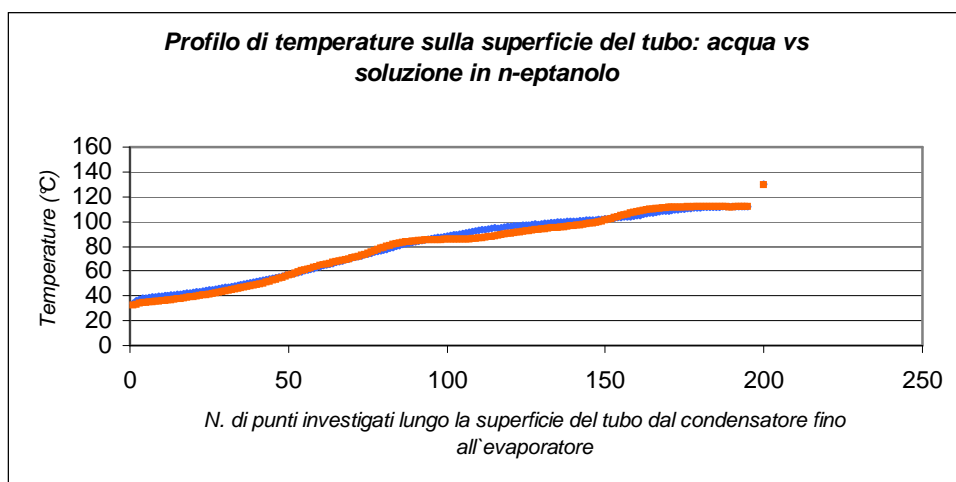


Fig. 90 Configurazione verticale : 8 watt

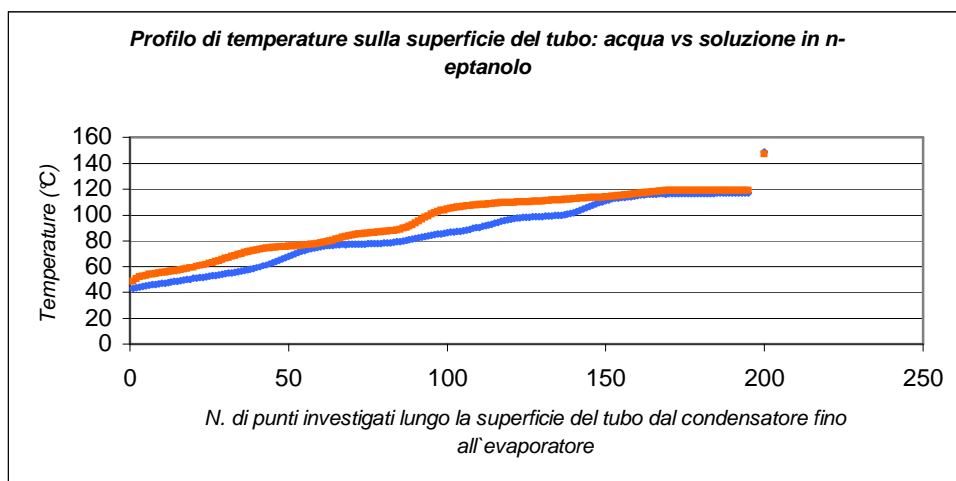


Fig. 91 Configurazione verticale : 10 watt

4.5.2 Configurazione orizzontale

Riportiamo adesso le distribuzioni di temperatura registrate sulla superficie del vetro per 3 casi (alimentazione avvolgimento di rame a 5 , 8 e 10 watt) in cui la configurazione di lavoro scelta è stata quella orizzontale. Anche in questo caso, i risultati termografici sono stati riportati utilizzando sempre un'unica scala delle temperature, la stessa utilizzata per le prove in verticale.

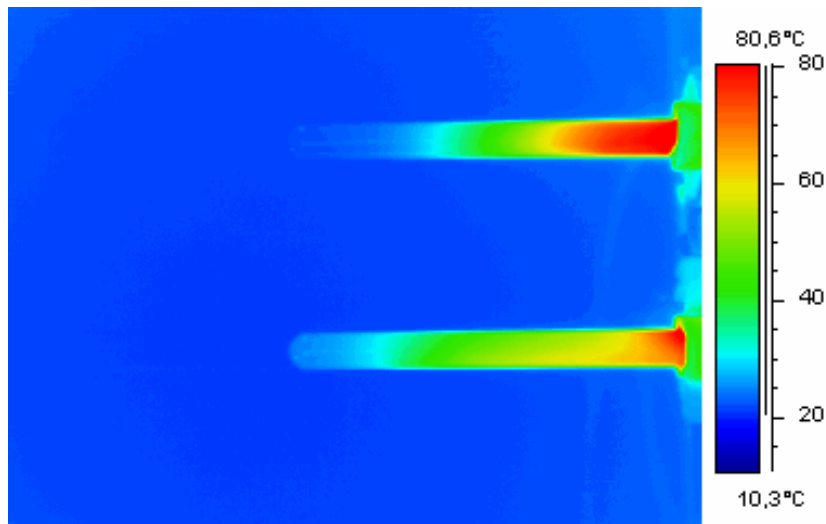


Fig. 92 -Caso 5 watt - configurazione orizzontale (vista di lato) :
Acqua (up) vs Soluzione in N-eptanolo (down)



Fig.93 - Caso 5 watt - configurazione orizzontale (vista dal basso):
Acqua (sinistra) vs Soluzione in N-eptanolo (destra)

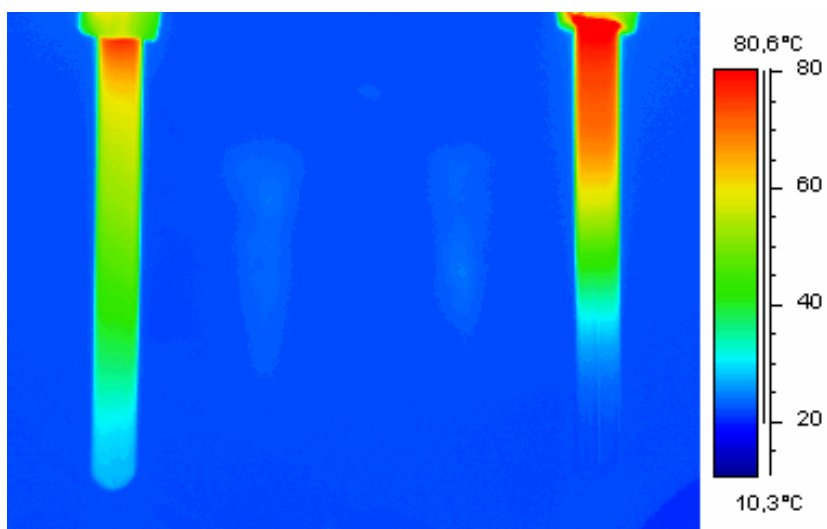


Fig.94 - Caso 5 watt - configurazione orizzontale (vista dall'alto):
Acqua (destra) vs Soluzione in N-eptanolo (sinistra)

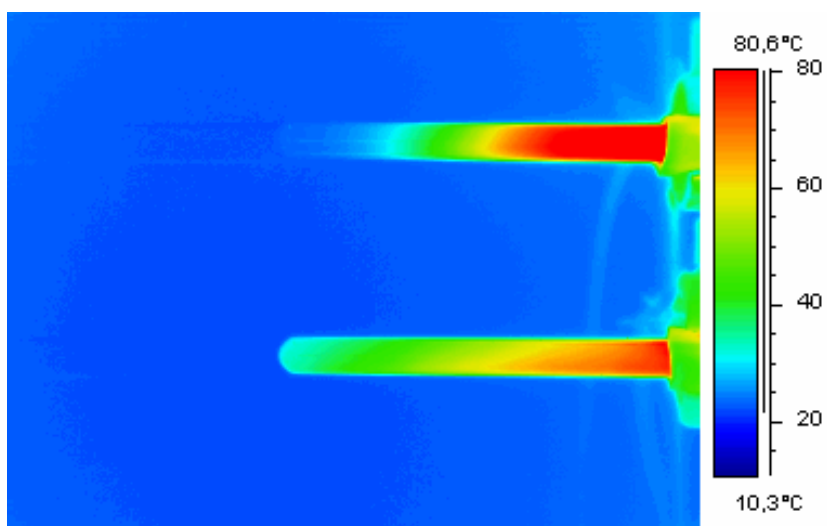


Fig. 95 - Caso 8 watt - configurazione orizzontale (vista di lato) :
Acqua (up) vs Soluzione in N-eptanolo (down)



Fig. 96 - Caso 8 watt - configurazione orizzontale (vista dal basso):
Acqua (sinistra) vs Soluzione in N-eptanolo (destra)

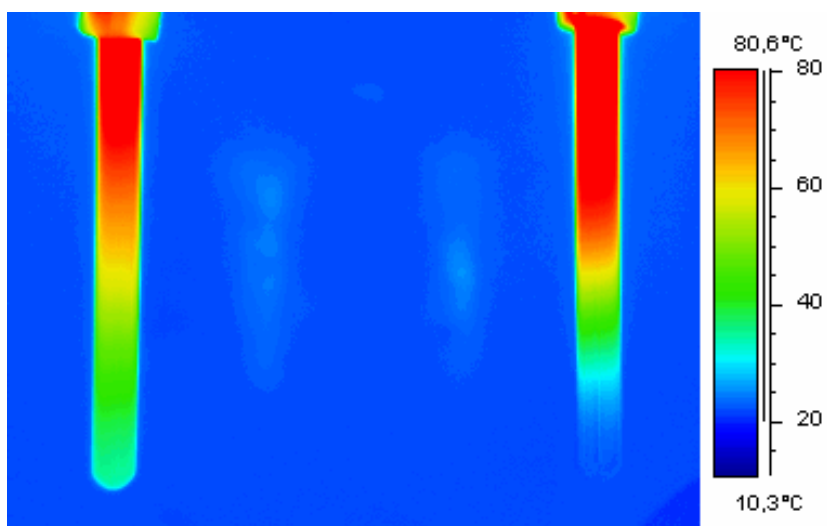


Fig. 97- Caso 8 watt - configurazione orizzontale (vista dall'alto):
Acqua (destra) vs Soluzione in N-eptanolo (sinistra)

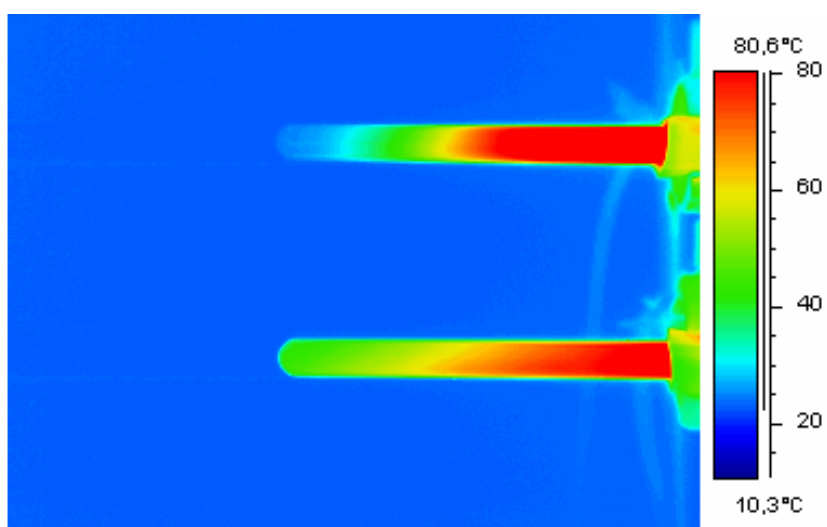


Fig.98 - Caso 10 watt - configurazione orizzontale (vista di lato) :
Acqua (up) vs Soluzione in N-eptanolo (down)



Fig.99 -Caso 10 watt - configurazione orizzontale (vista dal basso):
Acqua (sinistra) vs Soluzione in N-eptanolo (destra)

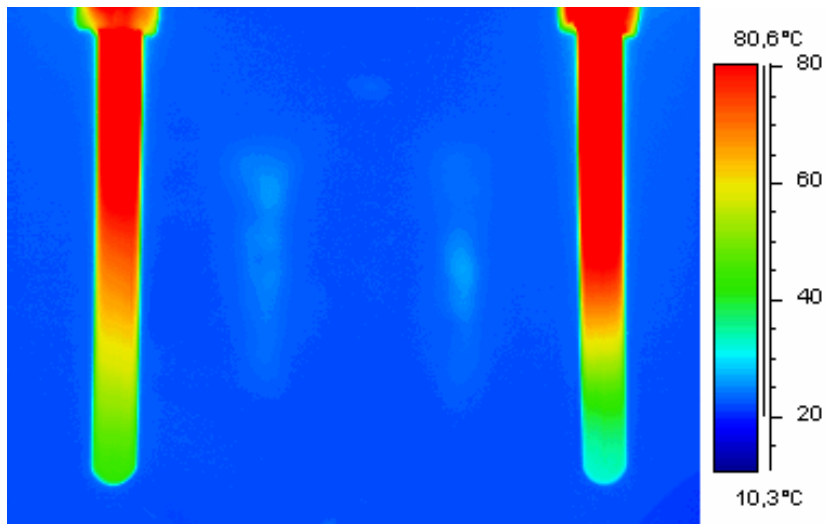


Fig. 100 - Caso 10 watt - configurazione orizzontale (vista dall'alto):
Acqua (destra) vs Soluzione in N-eptanolo (sinistra)

Ciò che si evince dall'analisi dei dati sperimentali è che il tubo riempito con acqua ha sempre un evaporatore più caldo ed un condensatore più freddo rispetto a quello che si ha con il tubo riempito con la soluzione in N-eptanolo, la cui distribuzione superficiale di temperatura è invece più uniforme. E' possibile mettere in risalto questo aspetto mediante una visualizzazione 3D del profilo termico relativo all'oggetto inquadrato:

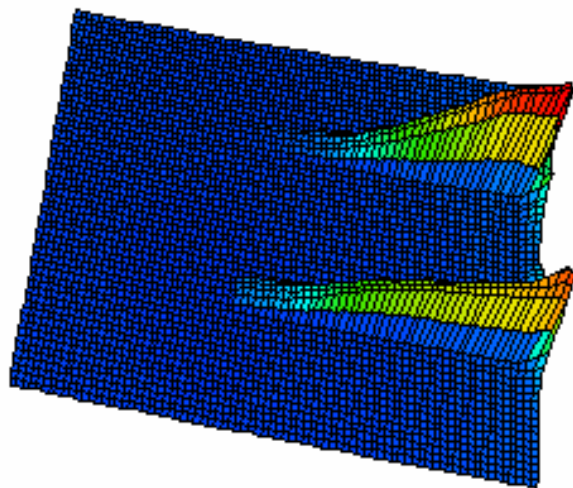


Fig. 101 -Caso 5 watt : Acqua (up) vs Soluzione in N-eptanolo (down)

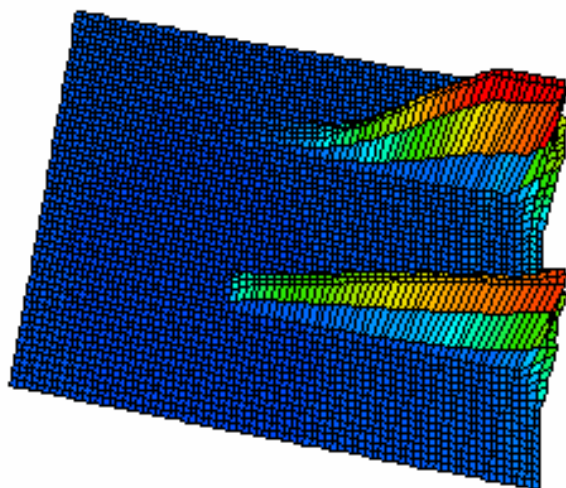


Fig. 102 -Caso 8 watt: Acqua (up) vs Soluzione in N-eptanolo (down)

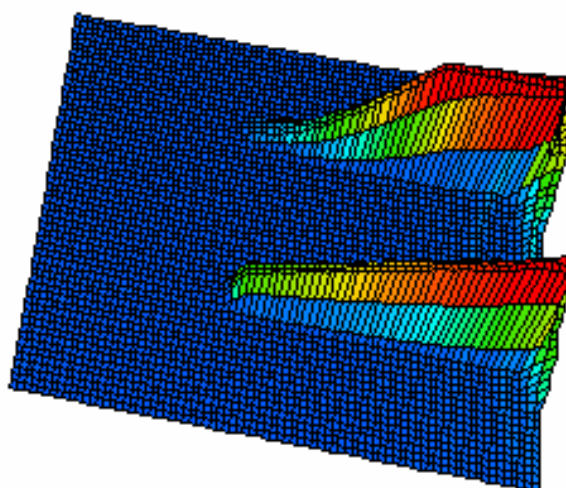


Fig. 103 - Caso 10 watt: Acqua (up) vs Soluzione in N-eptanolo (down)

Il confronto tra i profili termici di seguito riportati sembrerebbe dunque confermare l'idea che l'impiego di tale soluzione come “*working fluid*” per gli heat pipes ne migliorerebbe le prestazioni rispetto al caso di un liquido classico come l'acqua, e questo grazie all'effetto “Marangoni Inverso”.

- Configurazione orizzontale: risultati

Legenda:

— Acqua

— Soluzione in N-eptanolo

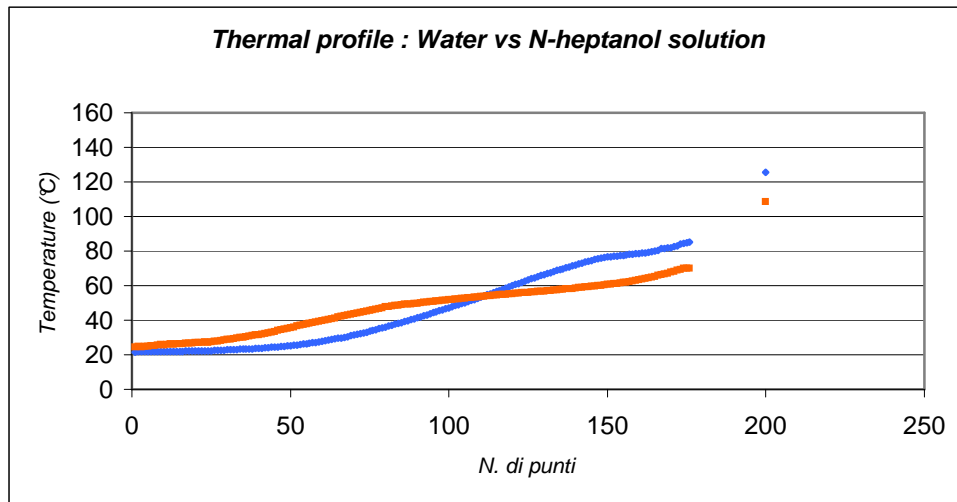


Fig. 104 Configurazione orizzontale: 5watt

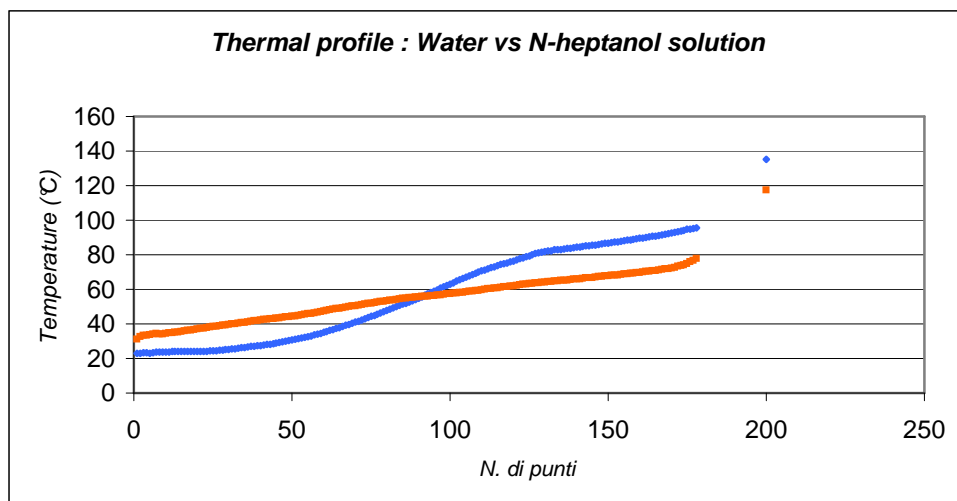


Fig. 105 Configurazione orizzontale: 8watt

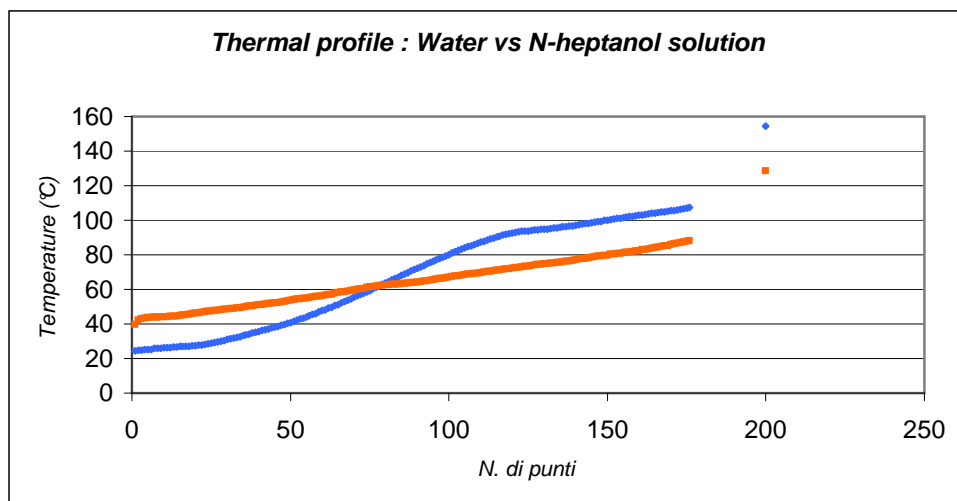


Fig. 106 Configurazione orizzontale: 10 watt

Nel prossimo paragrafo ci si è soffermati sui risultati ottenuti utilizzando la configurazione orizzontale, e si è cercato di spiegare i meccanismi che risiedono alla base del processo di trasferimento del calore e nel caso dell'acqua e nel caso della soluzione in N-eptanolo.

4.5.3 Interpretazione dei risultati sperimentali con l'ausilio di soluzioni numeriche

Al centro di calcolo del DISIS sono state sviluppate simulazioni numeriche relative ai casi di due tubi, delle stesse dimensioni di quelli utilizzati per la sperimentazione in laboratorio, riempiti con acqua ed acqua ed N-eptanolo, e riscaldati ad un'estremità tramite un heater per circa 3,5 cm. Alle estremità dei tubi sono state imposte due diverse temperature, 100°C all'evaporatore contro i circa 25°C del condensatore. Nelle simulazioni, si è tenuto conto del processo di evaporazione e condensazione imponendo una portata all'evaporatore in fase vapore, ed al condensatore in fase liquida. Il valore di tale portata è stato quantificato come rapporto tra una potenza di riferimento per l'alimentazione dell'avvolgimento di rame (5 watt) ed il calore latente di vaporizzazione dei liquidi, scelto pari a quello dell'acqua (540 calorie/g), ottenendo un valore pari 2.2×10^{-6} Kg/s. Nel caso della soluzione in N-eptanolo, è stato inoltre imposto un valore di σ_T ($\partial\sigma/\partial T$) negativo, pari a 1×10^{-4} N/mK, per tenere in conto il moto alla Marangoni all'interfaccia liquido-vapore diretto dal condensatore verso la regione dell'evaporatore. I risultati ottenuti sono qualitativamente coerenti con quelli avuti sperimentalmente, come si evince soprattutto dal confronto tra i profili termici lungo la superficie dei tubi, visti dall'alto e dal basso:

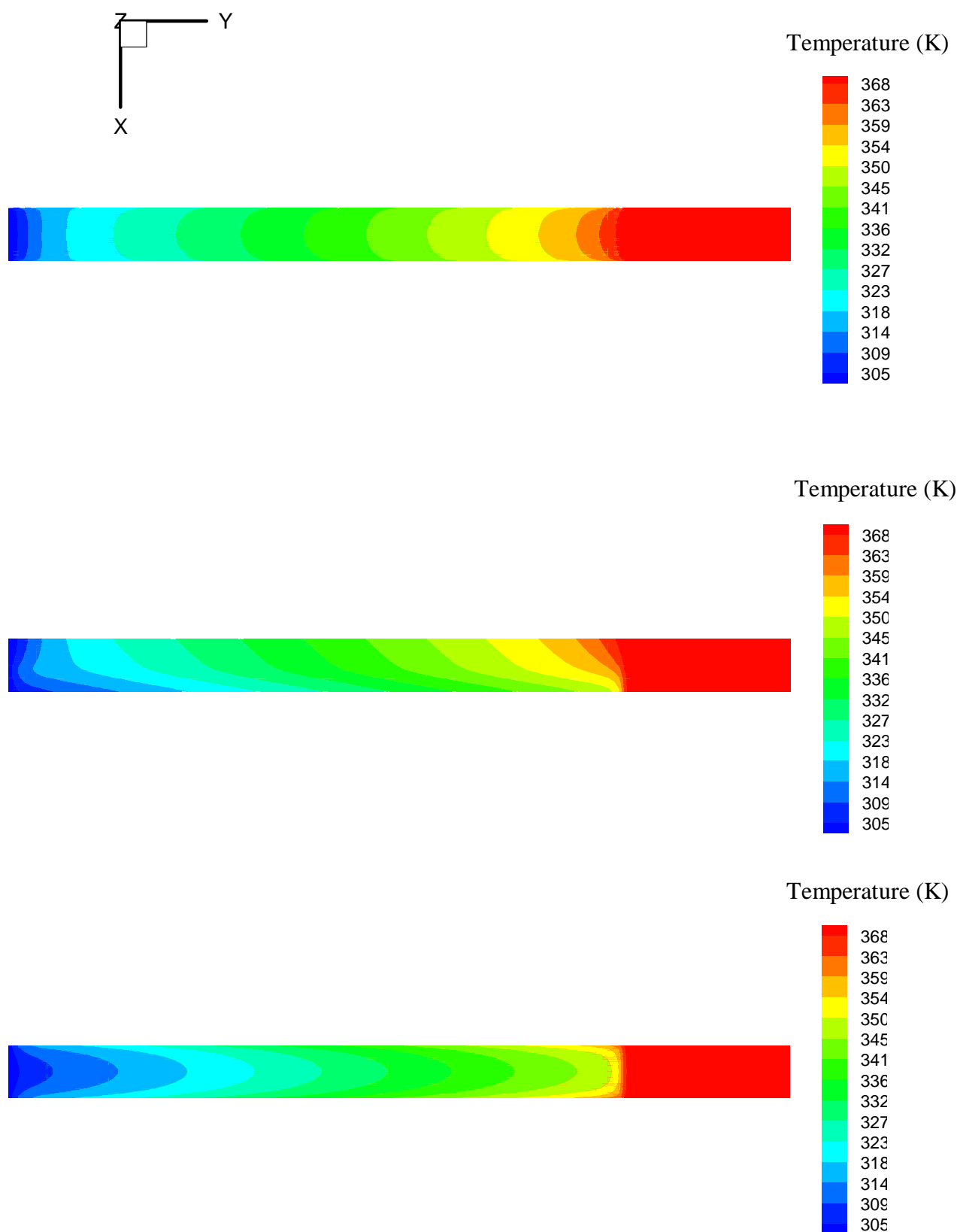


Fig.107 Profilo di temperatura sulla superficie del vetro-caso acqua: vista dall'alto, di lato e dal basso

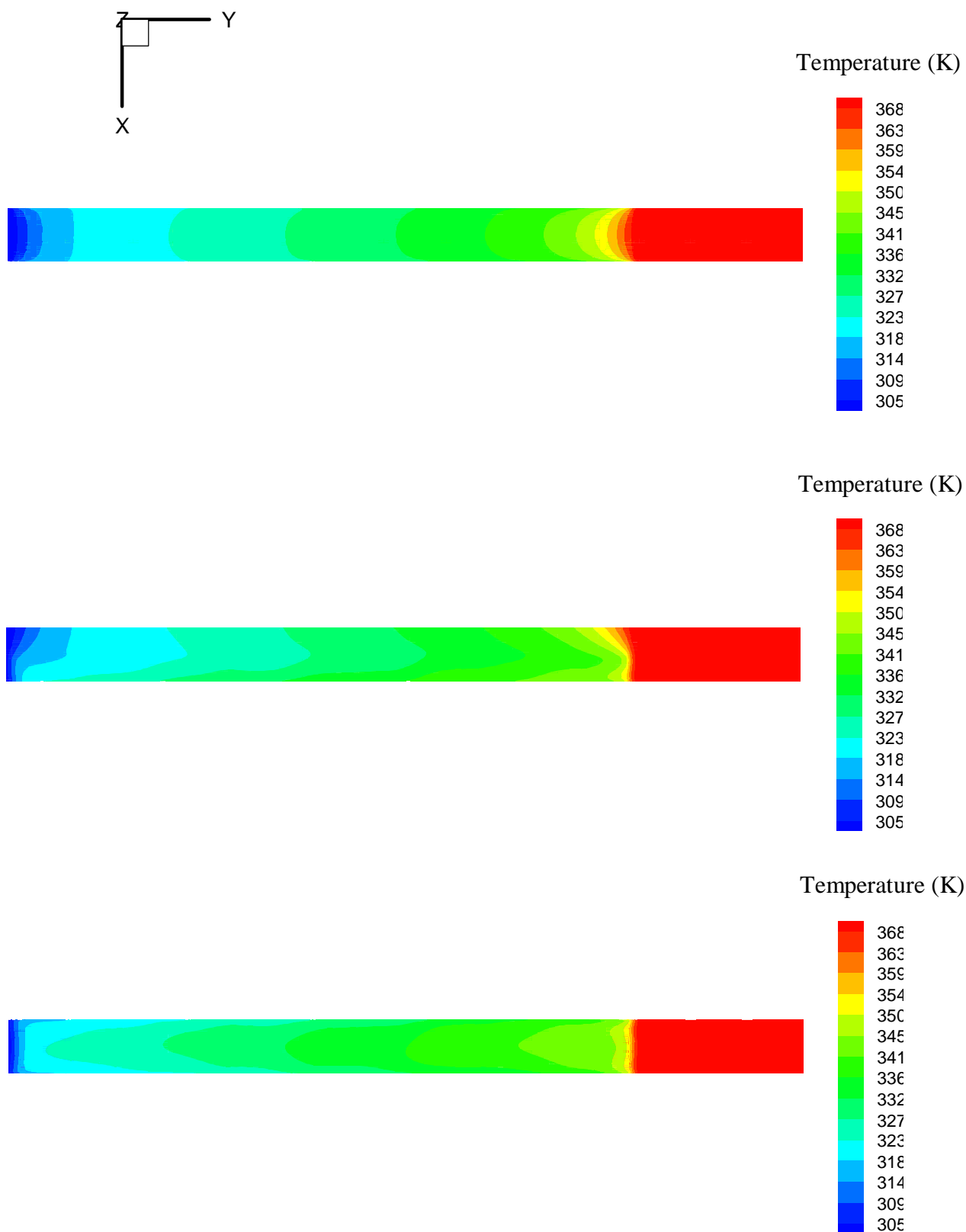


Fig. 108 Profilo di temperatura sulla superficie del vetro-caso acqua ed n-eptanolo: vista dall'alto, di lato e dal basso

Nel caso dell'acqua, la distribuzione delle isoterme è orientata, così come ottenuto sperimentalmente, dalla regione dell'evaporatore verso quella del condensatore se si osserva il tubo dall'alto, e in verso opposto se si osserva il tubo dal basso. Dalle simulazioni numeriche, l'analisi del campo di moto in un piano di mezzeria ortogonale all'interfaccia liquido – vapore rivela che ciò è dovuto ad un forte moto di trascinamento esercitato sul liquido da parte del vapore che migra dall'evaporatore verso il condensatore:

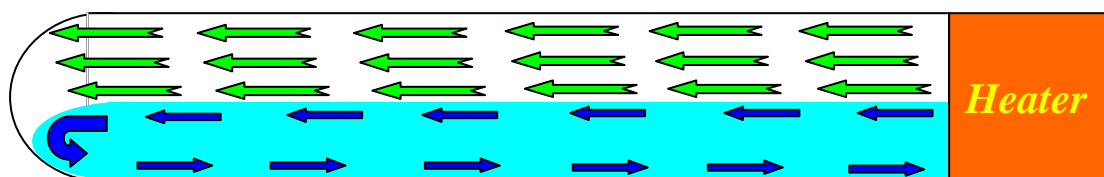


Fig.109 Acqua bi-distillata : andamento delle velocità in fase vapore ed in fase liquida

Viceversa nel caso della soluzione in N-eptanolo la distribuzione delle isoterme è sempre orientata dalla regione dell'evaporatore a quella del condensatore, sia che si guardi ul tubo dall'alto che dal basso. L'analisi del campo di moto nel piano di mezzeria ortogonale all'interfaccia liquido – vapore rivela che stavolta c'è un forte moto, diretto lungo l'interfaccia dal condensatore all'evaporatore, che prevale sul trascinamento esercitato dal vapore sul liquido: tale moto è indotto dall'effetto Marangoni inverso:

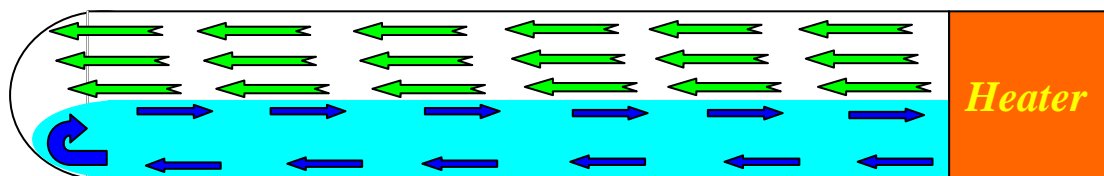


Fig.110 Soluzione in N-eptanolo : andamento delle velocità in fase vapore ed in fase liquida

Anche i profili di temperatura superficiale lungo tutta la lunghezza del tubo, ottenuti dalle simulazioni numeriche, evidenziano come sia diverso il processo di trasferimento di calore nei due casi, dal profilo termico più uniforme nel caso della soluzione in n-eptanolo che non nel caso dell'acqua:

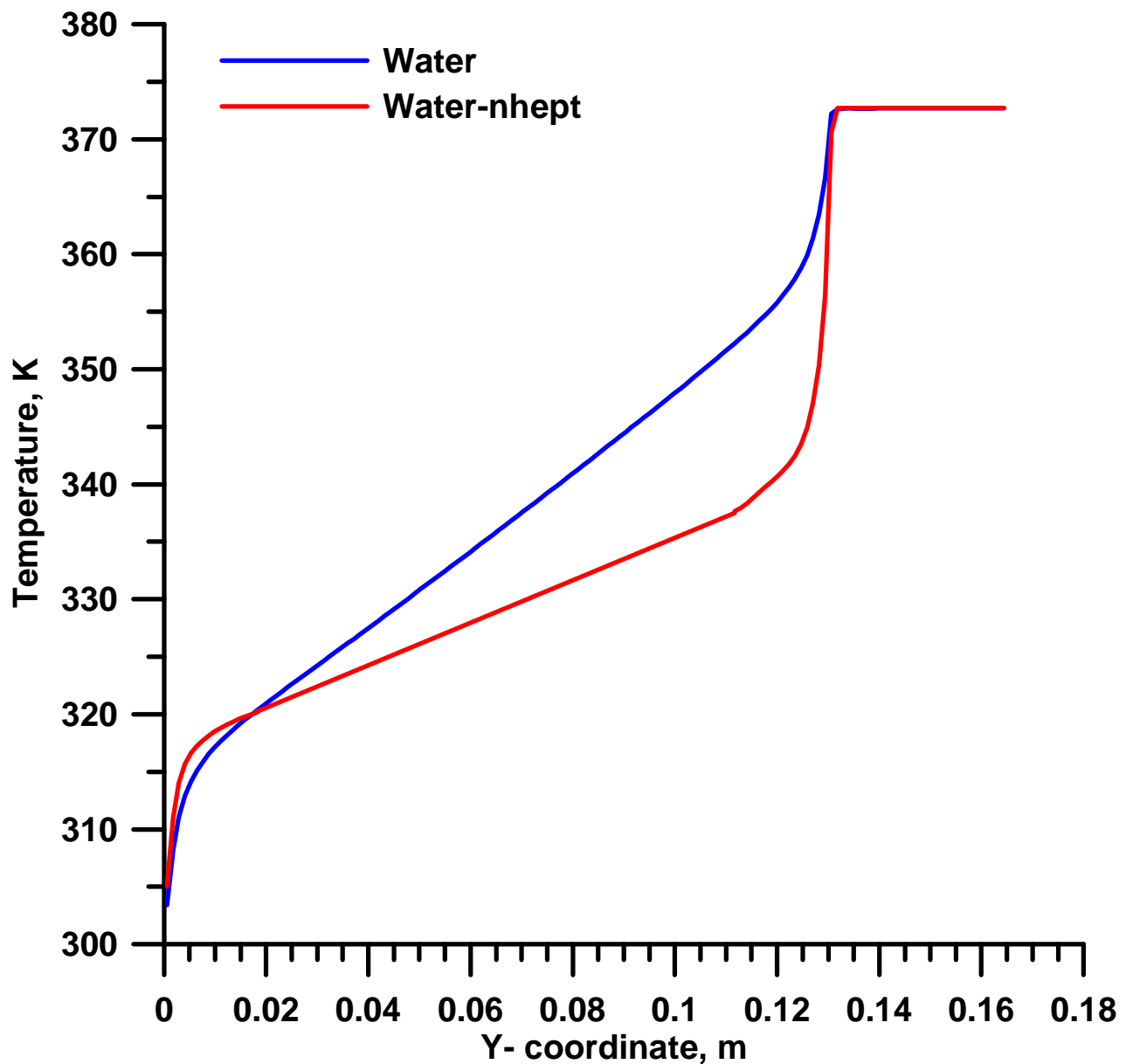


Fig. 111 Profilo di temperatura superficiale lungo tutta la lunghezza del tubo: confronto acqua (linea blu) e soluzione in n-eptanolo (linea rossa)

4.6 Confronto tra i risultati relativi al caso dell'acqua pura e di una soluzione di acqua ed eptanolo

E' stata fatta anche un'analisi parametrica delle prestazioni dei due "wickless heat pipes". Sono state confrontate, al variare della potenza fornita all'heater, le differenze di temperatura tra evaporatore e condensatore oltre che il valore della resistenza termica (definita come rapporto tra la differenza di temperatura appena citata e la potenza fornita, $\Delta T / Q$), e questo è stato fatto sia per la configurazione verticale che per quella orizzontale.

Legenda: ■ configurazione orizzontale; ◆ configurazione verticale

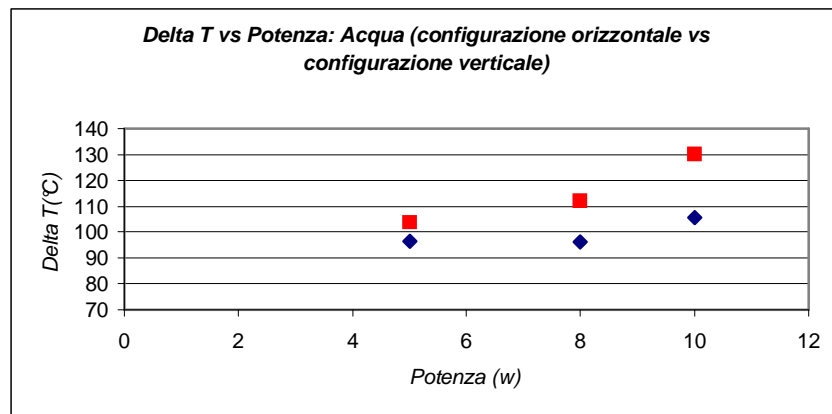


Fig.112 Caso Acqua: differenza di temperatura tra evaporatore e condensatore al variare della potenza fornita all'avvolgimento – confronto tra configurazione verticale ed orizzontale

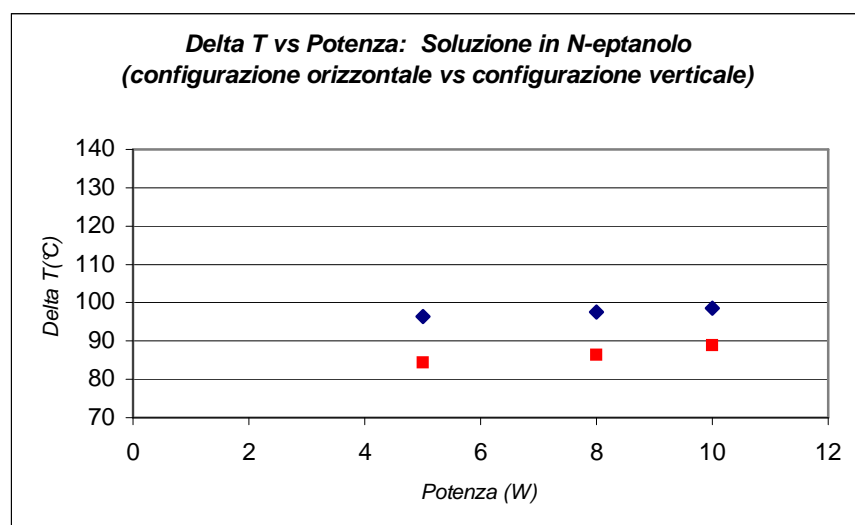


Fig.113 Caso Soluzione in N-eptanolo: differenza di temperatura tra evaporatore e condensatore al variare della potenza fornita all'avvolgimento – confronto tra configurazione verticale ed orizzontale

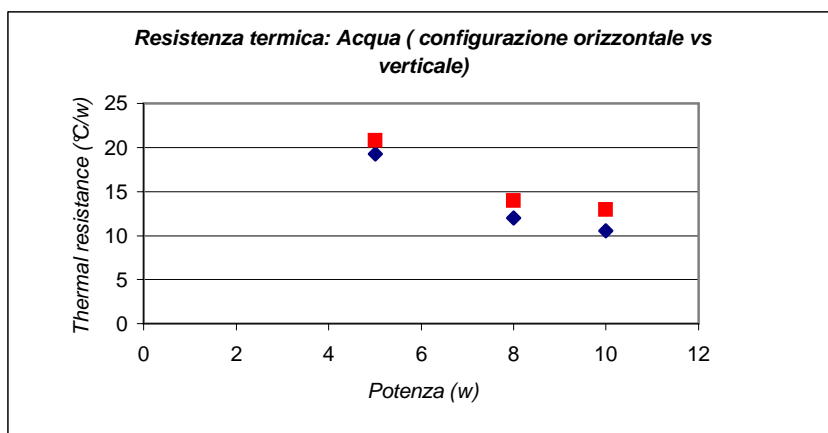


Fig.114 Caso Acqua: resistenza termica al variare della potenza fornita all'avvolgimento – confronto tra configurazione verticale ed orizzontale

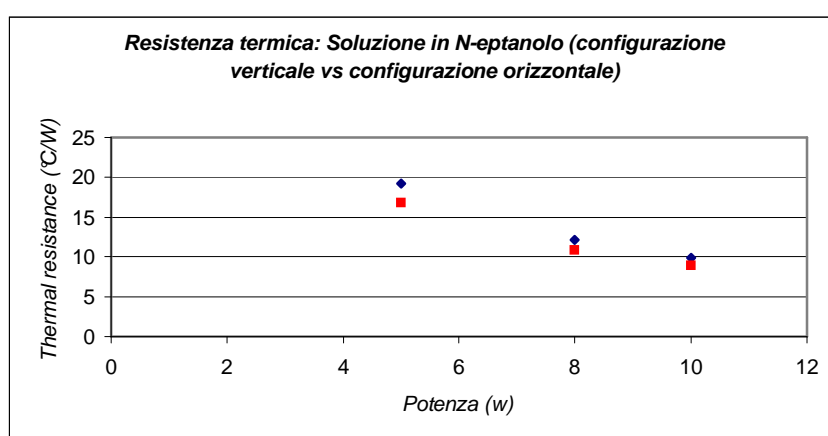


Fig. 115 Caso Soluzione in N-eptanolo: resistenza termica al variare della potenza fornita all'avvolgimento – confronto tra configurazione verticale ed orizzontale

Appare evidente che mentre nella configurazione verticale le prestazioni che si hanno nel caso dell'acqua sono simili a quelle registrate nel caso della soluzione in n-eptanolo, in configurazione orizzontale le cose cambiano; difatti non solo la soluzione si comporta meglio dell'acqua pura (differenza di temperatura alle estremità, e quindi resistenza termica, più bassa), ma addirittura lavora meglio che in configurazione verticale. Questo dà un'idea dell'importanza che riveste in configurazione orizzontale l'effetto Marangoni “inverso”, assente nel caso dell'acqua bi-distillata.

Cap. 5 : - `` *Studio dell'efficienza di heat pipes contenenti soluzioni con effetto Marangoni inverso* ``

5.1 Introduzione

Nel periodo Luglio – Settembre 2005, e' stata svolta un' attività di ricerca in Giappone presso l' A . I . S . T . (Advanced Industrial Science and Technology centre) di Tsukuba, sotto la supervisione dell' Ing. Youshiyuki Abe (Space Technology Group leader) e concordate con i prof. Monti Rodolfo e Savino Raffaele del Dipartimento di Scienza e Ingegneria dello Spazio di Napoli. L'obiettivo è stato quello di valutare l'efficienza di scambio termico di 4 heat pipes scelti, che differivano solo per il tipo di fluido utilizzato, al fine di evidenziare come le soluzioni alcoliche possano essere considerate una valida alternativa ai classici liquidi puri utilizzati per il riempimento degli heat pipes attualmente in commercio. Le specifiche tecniche di questi heat pipes sono riportate in tabella. Le prove sono state effettuate utilizzando diverse configurazioni sperimentali (es. configurazione di lavoro orizzontale, configurazione di lavoro verticale con l'evaporatore posizionato in alto ed il condensatore in basso, o viceversa "a termosifone") e diverse condizioni sperimentali (prove effettuate in camera sotto vuoto, o in presenza di scambio termico con l'ambiente, prove in cui come *cooler* è stata usata una ventola, o un bagno in cui flussava acqua corrente a 25 gradi, etc.).

Lunghezza	250 mm
Diametro	4 mm
Materiale	Rame (C – 1020)
Liquidi usato per il riempimento	Acqua Bidistillata Soluzione Acqua + Butanolo (0.1% in peso) Soluzione Acqua + Butanolo (1.5 % in peso) Soluzione Acqua + N-eptanolo (0.1% in peso)
Quantitativo di liquido presente all'interno	0.41 cm ³
Struttura Capillare	Grooved

Tab.15 Specifiche Tecniche degli Heat Pipes testati

Il tipo di struttura capillare scelta è stata quella "*grooved*", costituita da tanti cataletti ottenuti nello spessore del tubo di rame tramite un processo di estrusione.

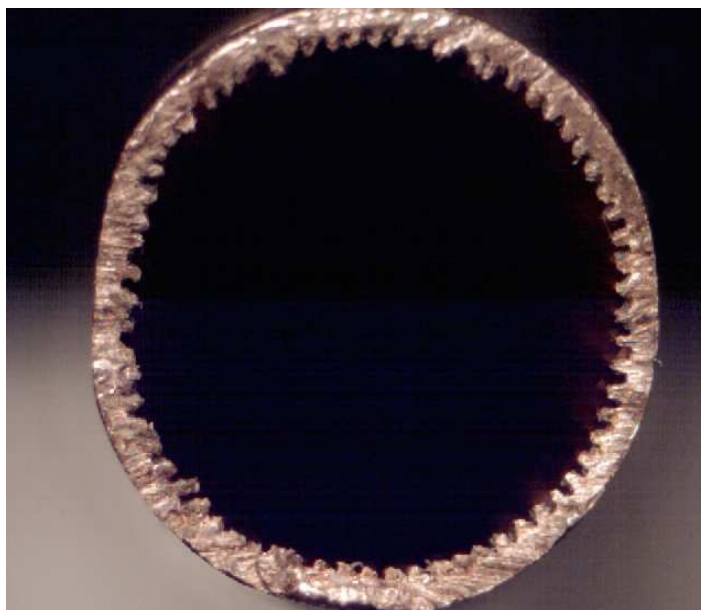


Fig.116 Vista in sezione di un heat pipe grooved

5.2 Procedura utilizzata per il riempimento degli heat pipes

Un heat pipe si presenta, come detto, come un tubo metallico chiuso alle estremità. Prima del riempimento, una delle estremità è chiusa mentre l'altra è a forma di imbuto, aperta all'ambiente per permettere l'iniezione del liquido all'interno. Cinque sono le fasi principali per il riempimento degli heat pipes:

- 1) Iniezione del quantitativo di liquido scelto nell' heat pipe chiuso ad un'estremità;
- 2) A questo punto l' heat pipe viene immerso verticalmente in un bagno di acqua bollente, mentre contemporaneamente un pistone metallico controllabile elettronicamente ne chiude l'estremità aperta, di modo che l'evaporazione del liquido all'interno dell'heat pipe comprima verso l'alto l'aria presente nel tubo;
- 3) Salita elettronica del pistone: il tubo rimane aperto circa 2 secondi, per permettere l'evacuazione dell'aria presente al suo interno;
- 4) Discesa elettronica del pistone per la nuova chiusura del tubo;
- 5) Attivazione elettronica di una PINCH VALVE, che pressando le pareti esterne del tubo, all'altezza del collo dell'imbuto, lo sigilla.

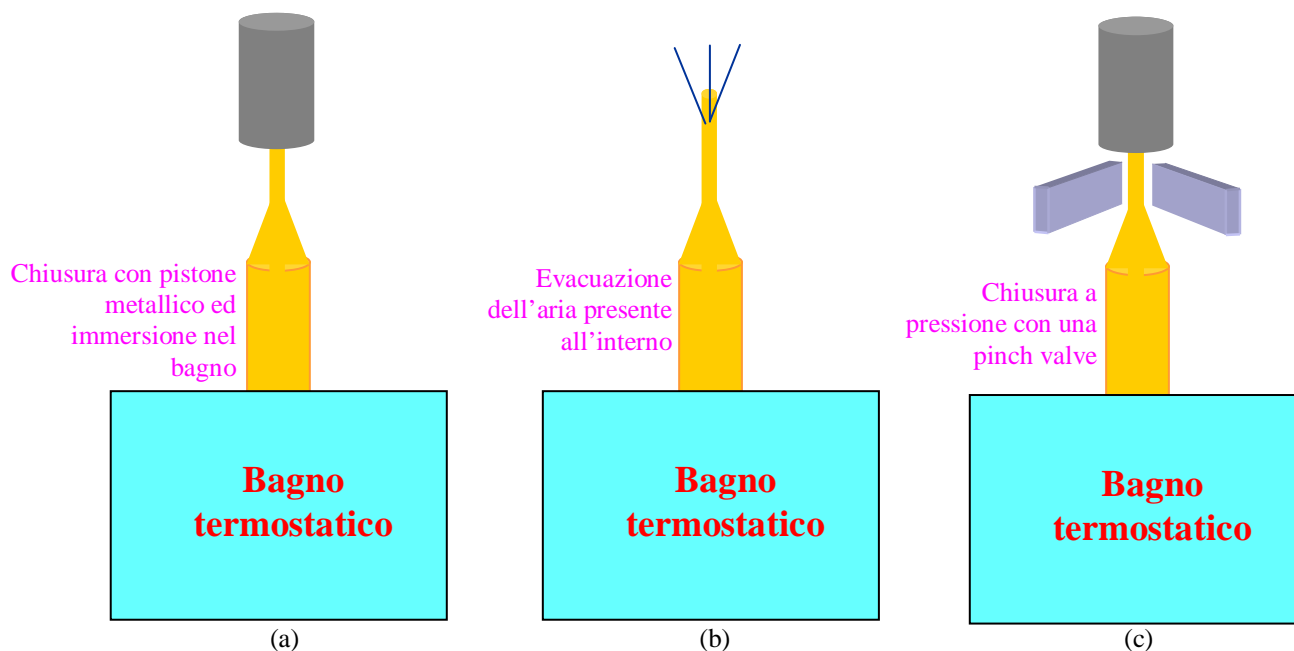


Fig. 117 Riempimento: (a) Chiusura estremità utilizzata per l'iniezione con pistone metallico, (b) salita del pistone per l'evacuazione dell'aria, (c) discesa del pistone e chiusura a pressione con la pinch valve

5.3 Descrizione dell'apparato sperimentale

Gli heat pipes, a turno, sono stati testati inserendoli in un blocco cilindrico di rame (lunghezza 3cm, diametro 3,5cm) che fungeva da *heater*. Il blocco di rame era composto da due semicilindri, ognuno dei quali era riscaldato da 2 cartridge heaters alloggiati in 2 fori indipendenti scavati al loro interno e profondi 2,5 cm (pari alla lunghezza di un cartridge heater).



Fig. 118 Heater : Blocco di rame con cartridge heaters

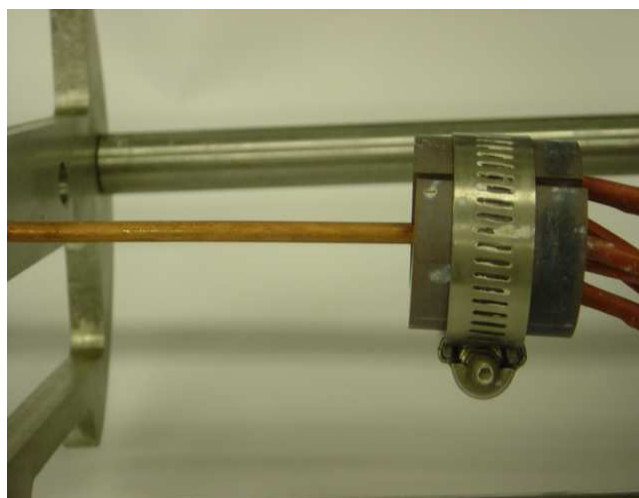


Fig.119 Heater : assemblaggio

All'altra estremità dell'heat pipe, il **condensatore** era rappresentato da un tratto di heat pipe sul quale soffiava un Fan lungo 7cm., o da una porzione di rame, composta da due semicilindri, vuoti all'interno, in cui flussava acqua corrente a 25 °C :



Fig.120 Ventola ad un' estremità dell'heat pipe



Fig.121 Porzione di rame in cui flussava acqua corrente

Nelle prove realizzate nell'ambiente con la ventola, un materiale termoisolante in fibra di vetro era avvolto attorno alla regione di heat pipe compresa tra l'evaporatore ed il condensatore, al fine di ridurre le perdite di calore per scambio termico; la porzione in rame con acqua corrente era invece utilizzata per le prove in camera sotto vuoto, per ridurre ulteriormente le perdite per scambio termico con l'ambiente :

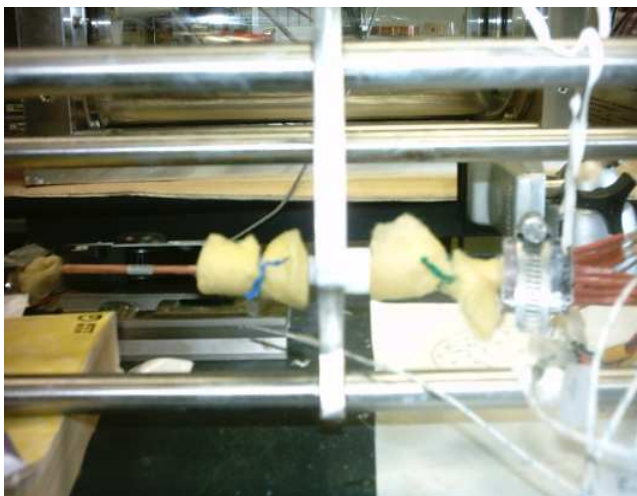


Fig.122 Configurazione per le prove nell'ambiente



Fig. 123 Configurazione per le prove in camera sotto vuoto

Diverse termocoppie erano poi posizionate sull'heat pipe all'evaporatore, al condensatore e nella regione intermedia, collegate ad un data logger in grado di acquisire e registrare in tempo reale i segnali delle termocoppie e la potenza fornita ai cartridge heaters. Con l'ausilio di un regolatore di potenza, era possibile riscaldare contemporaneamente i 4 cartridge heaters utilizzando potenze comprese nel range 0 – 30 watt, mentre sul display di un lettore per termocoppie (Keyence GR-3500), venivano monitorati e registrati, fino al raggiungimento di una condizione stazionaria, i profili delle temperature lungo l'heat pipe in corrispondenza di ciascun input termico scelto nel range 0 – 30 watt. La procedura sperimentale, infatti, prevedeva di imporre inizialmente una potenza di 4 watt ai cartridge heaters, e una volta raggiunte le condizioni stazionarie, incrementare tale potenza gradualmente e aspettare le nuove condizioni stazionarie.

L'utilizzo, infine, di un software (THERMO PRO 3000) ha permesso di elaborare al computer i dati precedentemente salvati su opportune *memory cards*, riportandoli in formato MICROSOFT OFFICE EXCEL per Windows.

5.4 Prove nell'ambiente e con la ventola : risultati sperimentali

Di seguito vengono riportati i risultati sperimentali avuti nella prima sessione di prove, in cui la configurazione di lavoro scelta per i 4 heat pipes è stata quella orizzontale, nell'ambiente e con una ventola usata come sistema di raffreddamento:

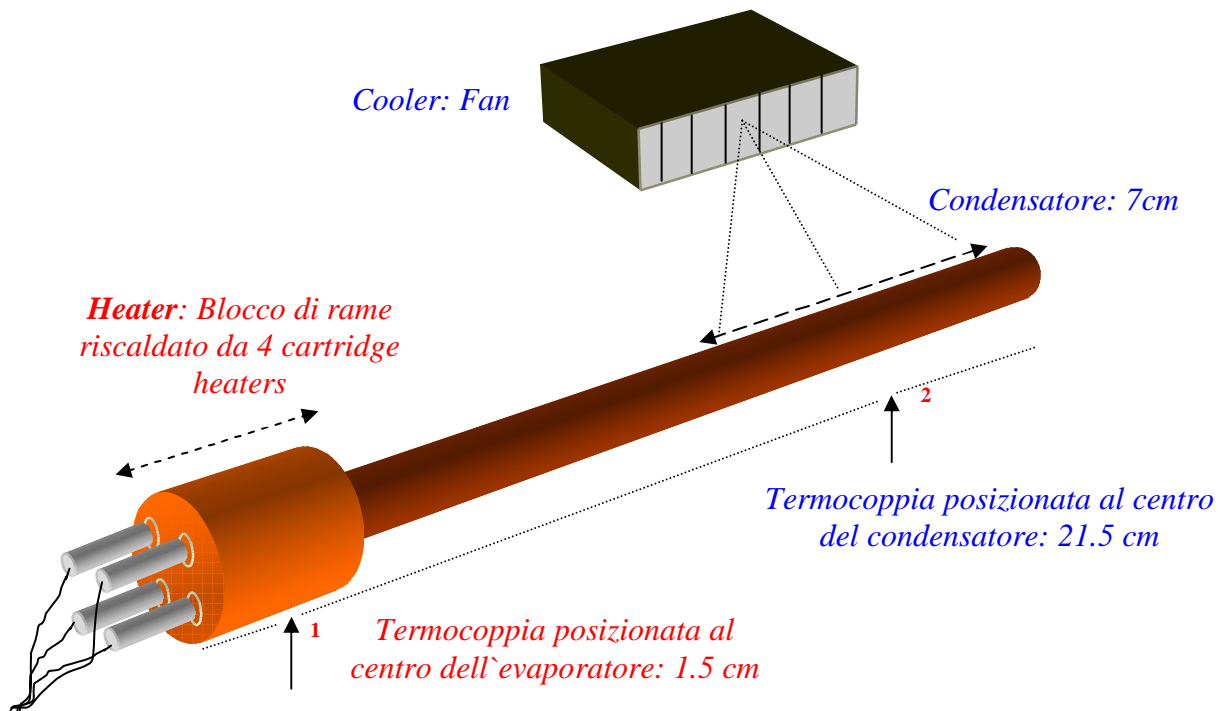


Fig.124 Schema del set-up sperimentale

In ogni grafico compaiono i profili di temperature registrate all'evaporatore (colore rosso) e al condensatore (colore blue). La procedura sperimentale, come detto, prevedeva di imporre in principio una potenza di 4 watt ai cartridge heaters, e una volta raggiunte le condizioni stazionarie, incrementare tale potenza gradualmente e aspettare le nuove condizioni stazionarie: tale sequenza di operazioni veniva seguita fino al raggiungimento del dry-out per ciascun heat pipe. Come si evince dall'analisi dei primi dati sperimentali, per gli heat pipes riempiti con le soluzioni alcoliche il limite di funzionamento (Dry Out) è più alto di quello registrato nel caso dell'heat pipe riempito con acqua bi-distillata: in particolare, la soluzione alcolica di acqua ed n-eptanolo ha raggiunto il dry-out in corrispondenza di un valore di potenza fornito ai cartridge heaters **doppio** rispetto a quello per il quale si è avuto il dry-out per l'heat pipe riempito con acqua, e questo probabilmente grazie all'effetto Marangoni Inverso:

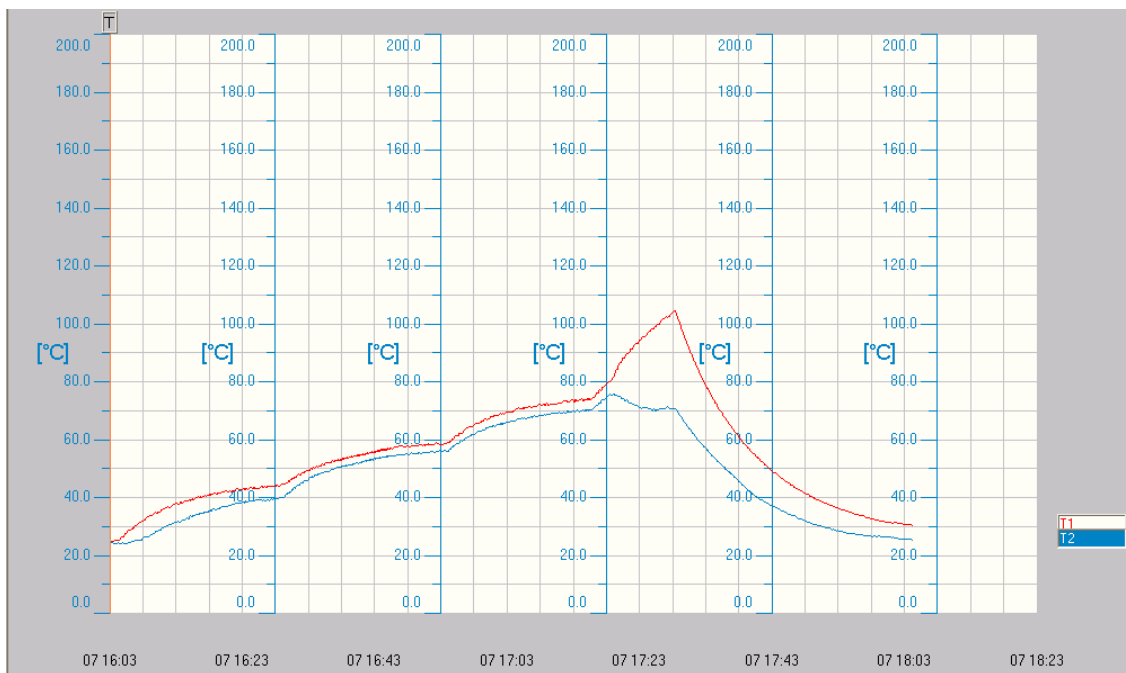


Fig.125 Caso-Soluzione in Neptanolo: profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 15.6 watt) . *Dry out* raggiunto a 15.6 watt

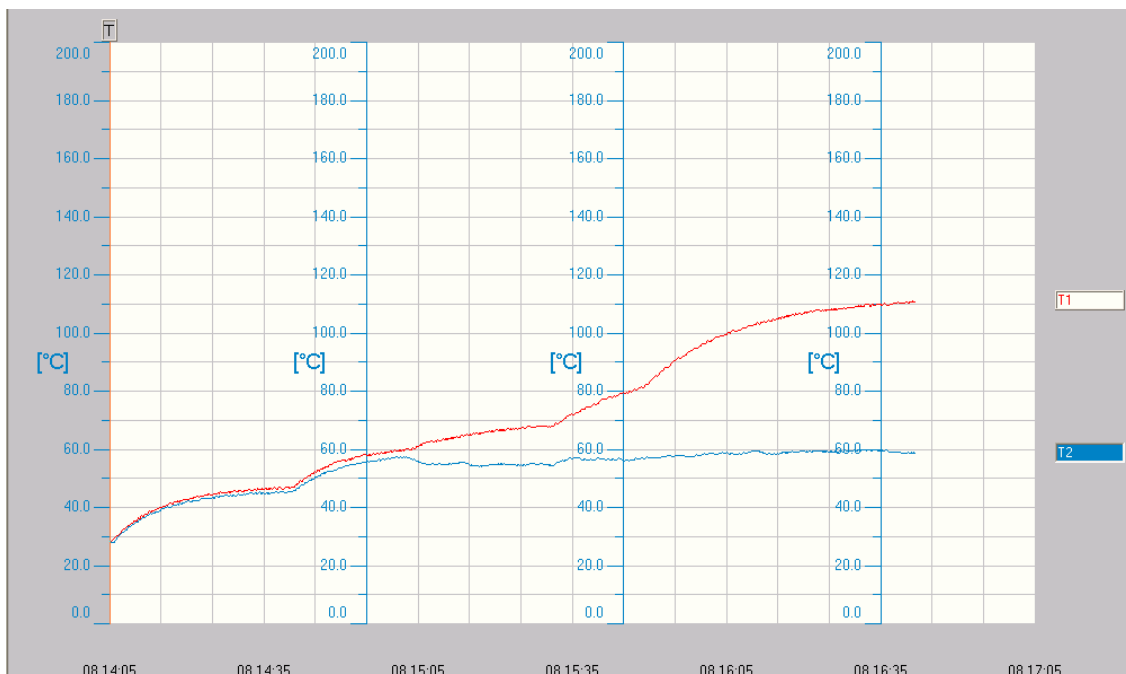


Fig. 126 Caso-Acqua Bidistillata: profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 9 – 11 watt). *Dry out* raggiunto a 7 watt

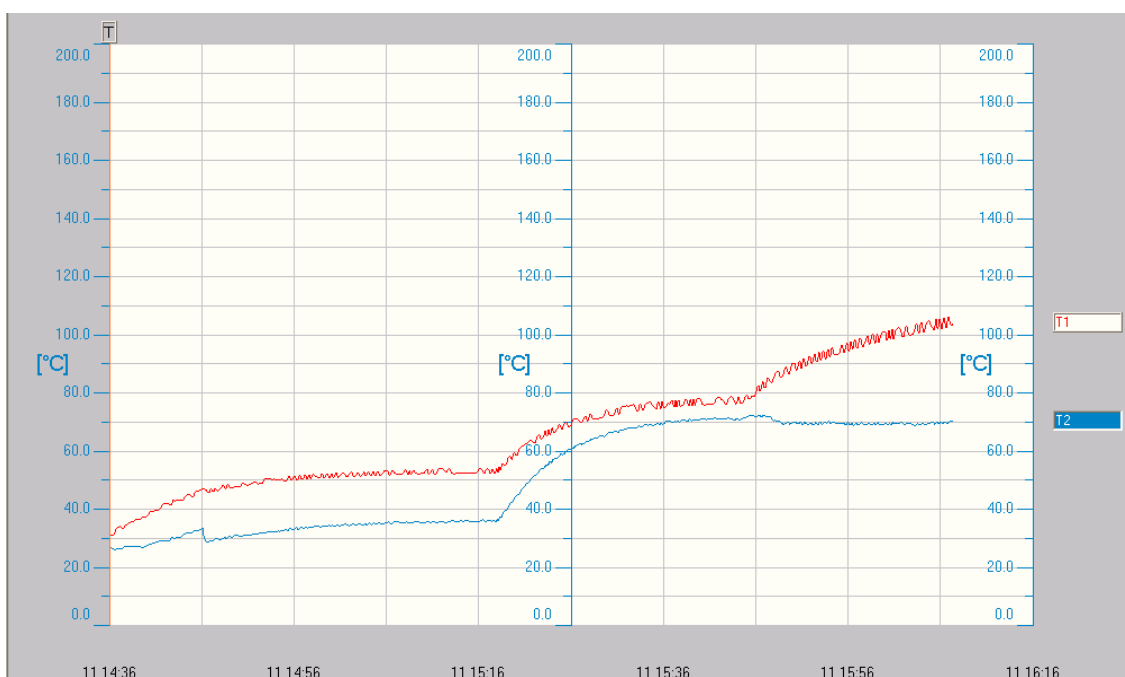


Fig.127 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5%) : profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 watt). *Dry out* raggiunto ad 11 watt

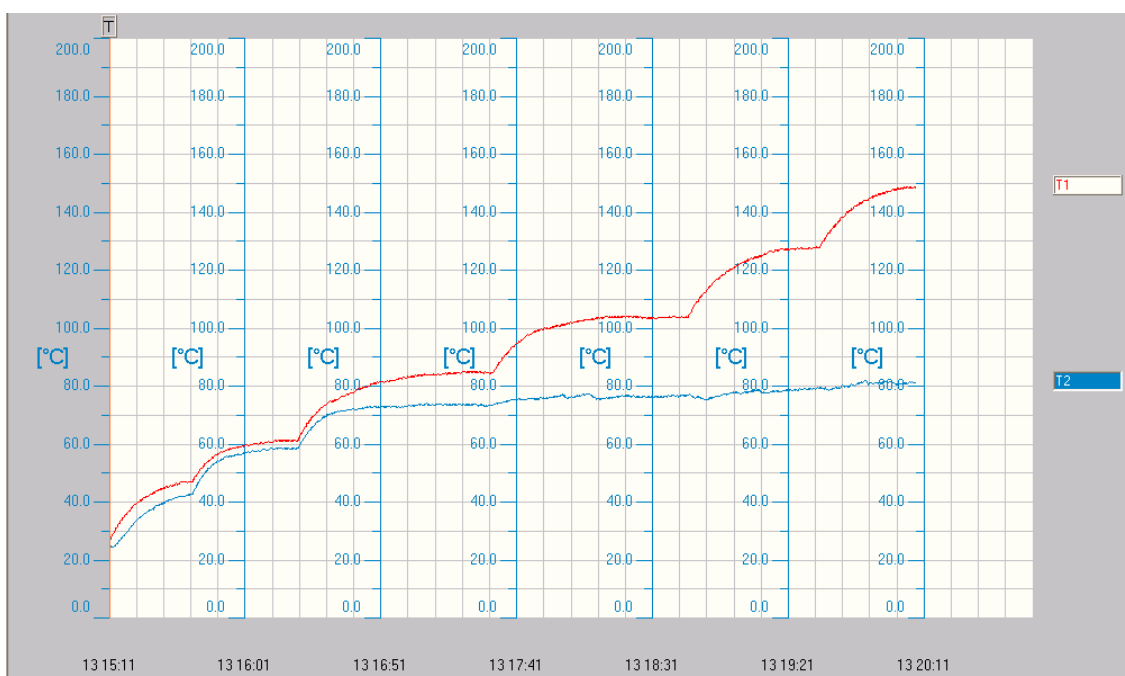


Fig.128 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%) : profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 13.2 - 15.6 – 18.85 watt) . *Dry out* raggiunto ad 11 watt

La resistenza termica di ciascun heat pipe è stata misurata come rapporto tra la differenza di temperatura registrata tra l’evaporatore e il condensatore, e potenza elettrica fornita ai cartridge heaters:

$$R \; = \; \frac{\Delta T}{Power} = \left[\frac{C}{W} \right]$$

Di seguito sono riportati i profili di resistenze termiche misurate per ogni heat pipe, e una tabella con i valori delle temperature registrate, all’evaporatore ed al condensatore, in corrispondenza delle potenze fornita all’heater:

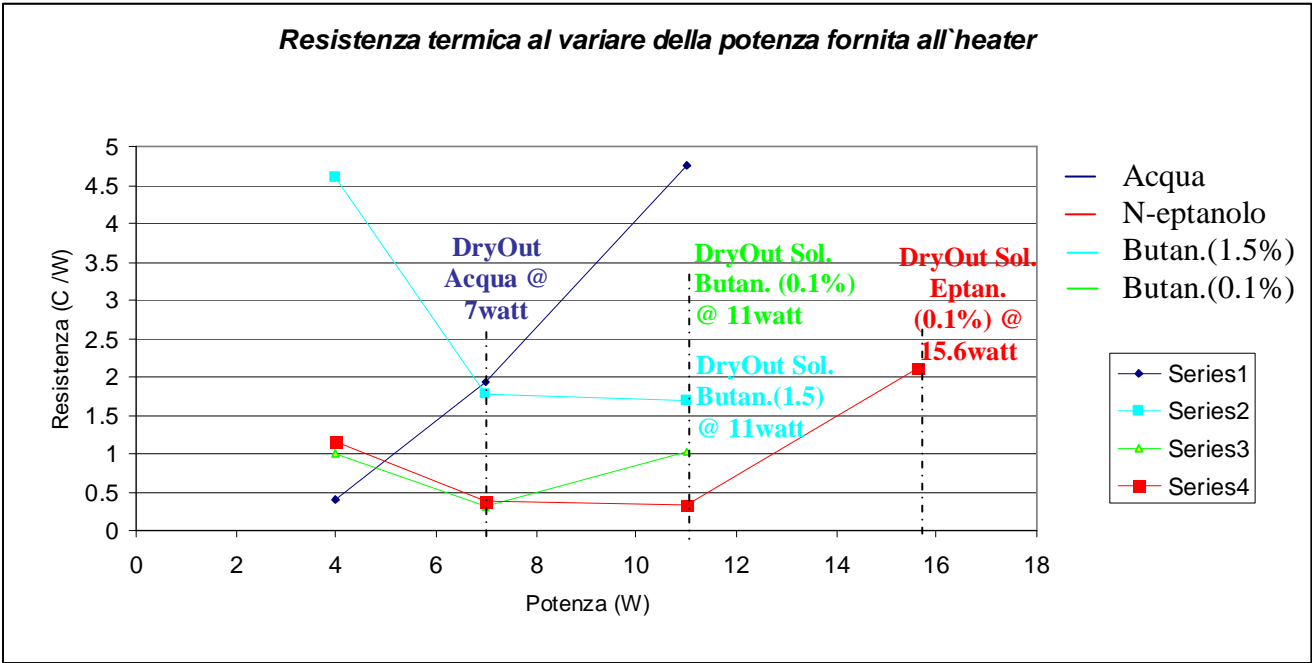


Fig.129 Profili di resistenze termiche per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all’heater

<i>Resistenza termica (C/W) vs Potenza Heater (W)</i>	4 W	7 W	11 W	15.6 W
Acqua	0.4	1.94	4.75	
Sol. But. (1.5%)	4.6	1.785	1.68	
Sol. But. (0.1%)	1	0.314	1.03	
Sol. N-eptanolo	1.15	0.385	0.327	2.11

Tab.16 Valori della resistenza termica al variare della potenza fornita all’heater

<i>Temperature Evap. - Cond. vs Potenza (Fan)</i>	4 w	7 w	11w	15.6w
Acqua	47.2 vs 45.6	68.3 vs 54.7	110.9 vs 58.6	
Soluzione in Butanolo (1.5 % w)	52.4 vs 34	63.6 vs 51.1	84.8 vs 66.3	
Soluzione in Butanolo (0.1 % w)	47 vs 43	61 vs 58.8	85 vs 73.6	
Soluzione in N-eptanolo (0.1% w)	44.6 vs 40	59 vs 56.3	73.9 vs 70.3	103 vs 70

Tab. 17 Valori delle temperature registrate, all'evaporatore e al condensatore, in corrispondenza delle potenze fornita all'heater

Per piccoli valori di potenze fornita ai cartridge heaters (4 watt), l'heat pipe riempito con acqua bidistillata è quello dalla resistenza termica più bassa. Tuttavia, all'aumentare della potenza, mentre l'heat pipe riempito con acqua raggiunge il dry out intorno ai 7watt, quelli riempiti con le soluzioni alcoliche continuano a trasferire calore, anche se non tutti esibiscono le stesse prestazioni: in particolare, mentre gli heat pipes riempiti con le soluzioni in n-eptanolo ed in butanolo (0.1% in peso) hanno una bassa resistenza termica, confrontabile con quella dell'acqua, quello riempito con la soluzione in butanolo (1.5% in peso) ha una resistenza termica sempre più elevata rispetto a quello riempito con acqua, e questo pone le basi per una nuova ricerca nell'ambito della quale sarà necessario valutare attentamente il livello di concentrazione di alcool in soluzione al fine di ottimizzare le prestazioni degli heat pipes.

5.5 Prove sotto vuoto con raffreddamento ad acqua : risultati sperimentali

La configurazione di lavoro scelta per questa seconda sessione di prove è stata ancora una volta quella orizzontale, ma diverse sono state le condizioni sperimentali in cui sono stati effettuati i tests. Gli heat pipes, infatti, erano posizionati all'interno di una camera sotto vuoto, e questo al fine di ridurre ulteriormente le perdite di calore dovute allo scambio termico con l'ambiente, che nella configurazione precedentemente descritta erano state ridotte utilizzando un materiale termoisolante posizionato tra l'evaporatore ed il condensatore.

Due sono state le sessioni di prove programmate per testare gli heat pipes in questa configurazione. Nella prima, le temperature del condensatore e dell'evaporatore sono state monitorate tramite l'ausilio di due sole termocoppie posizionate come illustrato nell'immagine del setup sotto riportata, ovvero al centro delle due regioni attive dell'heat pipe (*evaporatore* e *condensatore*) :

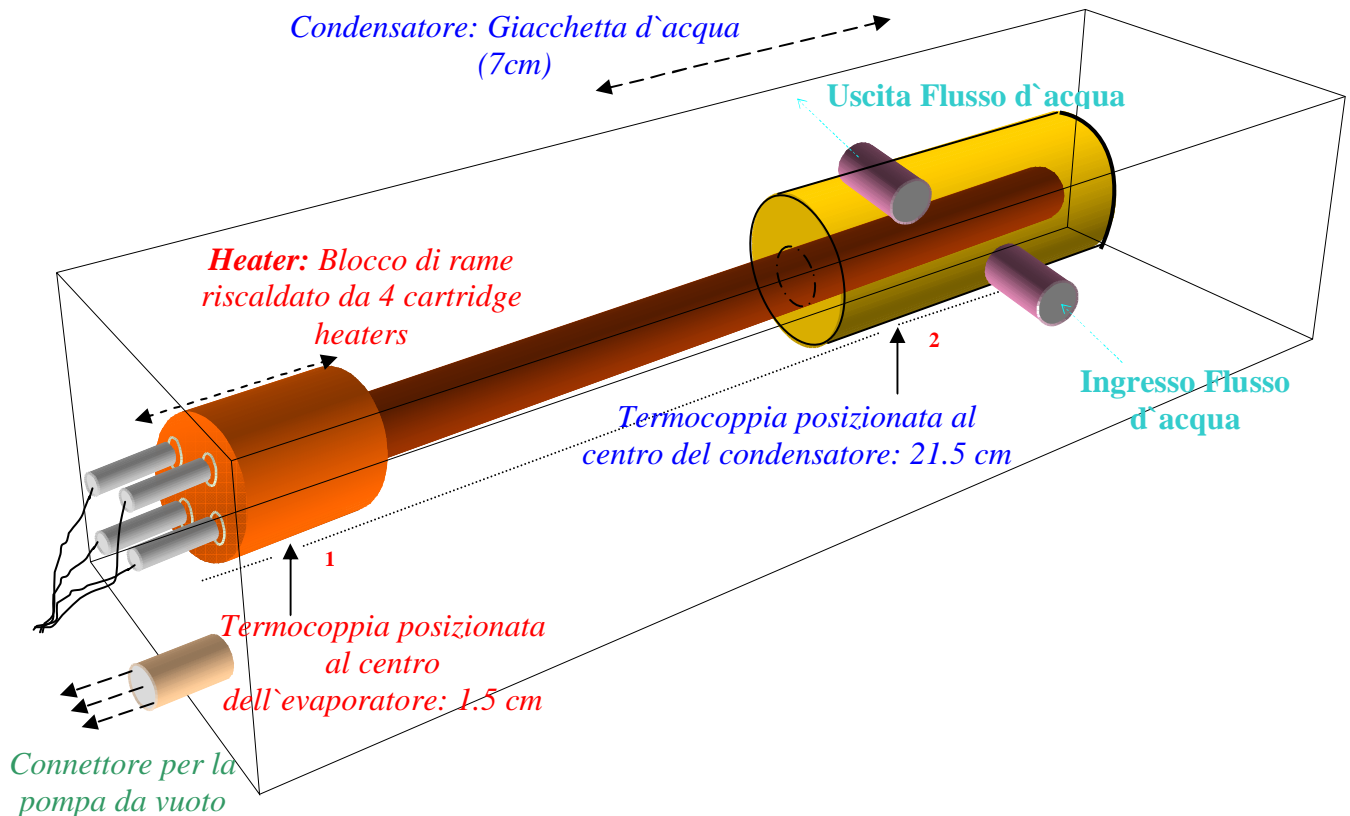


Fig.130 Setup Sperimentale utilizzato per la seconda sessione di prove

Nella seconda sessione, invece, sono state utilizzate nove termocoppie (4 all'evaporatore, 4 al condensatore, e una al centro), per avere un'idea della distribuzione delle temperature che si hanno lungo l'heat pipe. Anche con questa configurazione, sotto vuoto e con raffreddamento ad acqua, l'heat pipe riempito con la soluzione in n-eptanolo ha raggiunto il dry-out in corrispondenza di un valore doppio della potenza fornita all'heater rispetto a quello per il quale si è avuto il dry out con l'heat pipe riempito con acqua bi-distillata, come mostrato nei grafici:

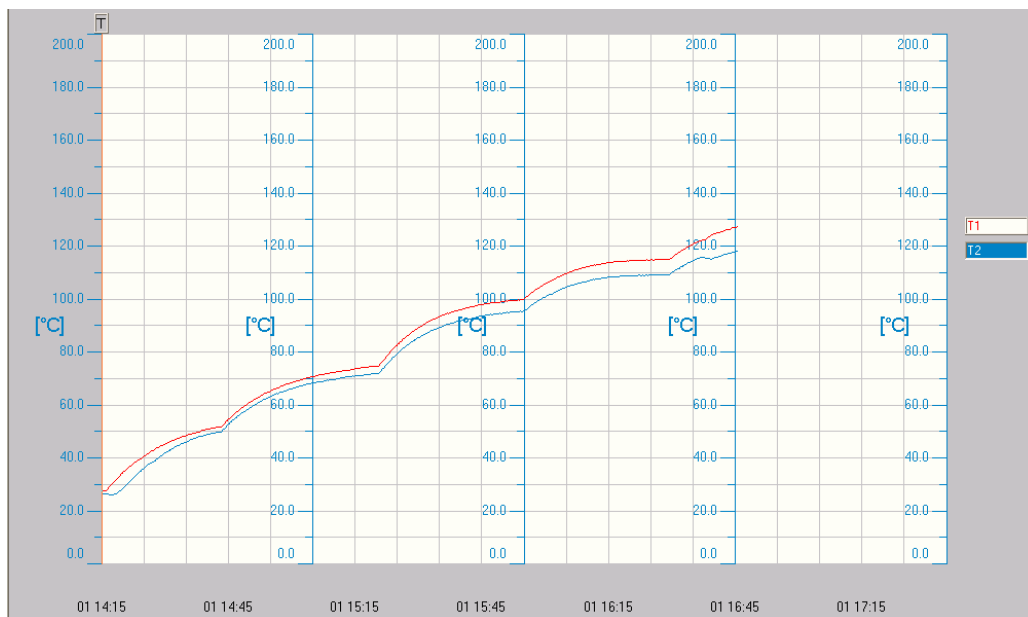


Fig. 131 Caso-Soluzione in Neptanolo: profili di temperature all'evaporatore e al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 13.2 - 15.6 watt). *Dry out* raggiunto a 15.6 watt

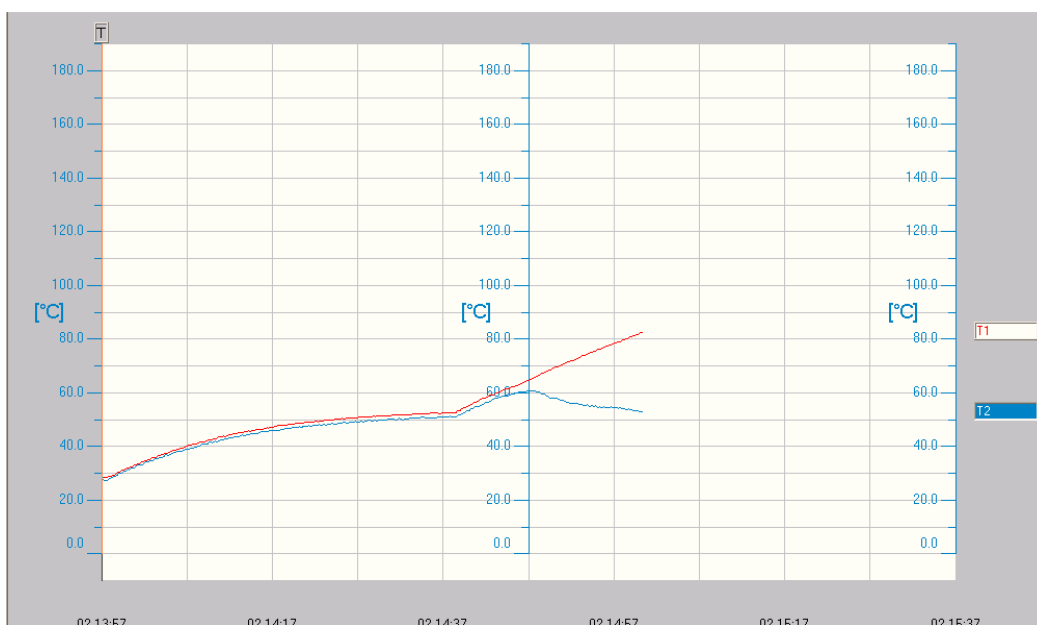


Fig.132 Caso-Acqua Bidistillata: profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 watt) . *Dry out* raggiunto a 7 watt

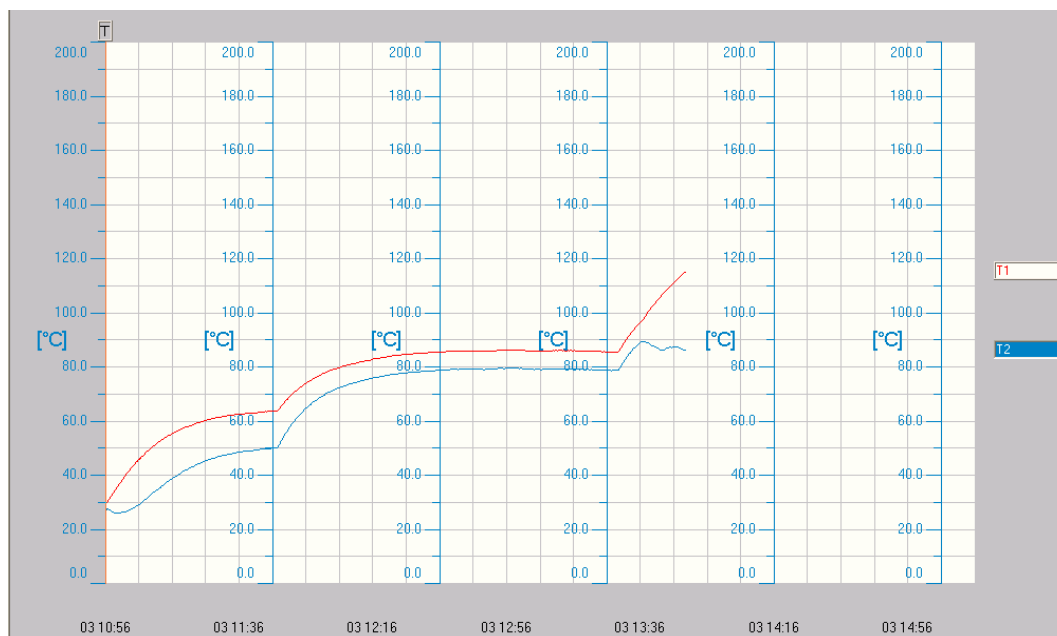


Fig.133 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5%): profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 11). *Dry out* raggiunto a 11 watt

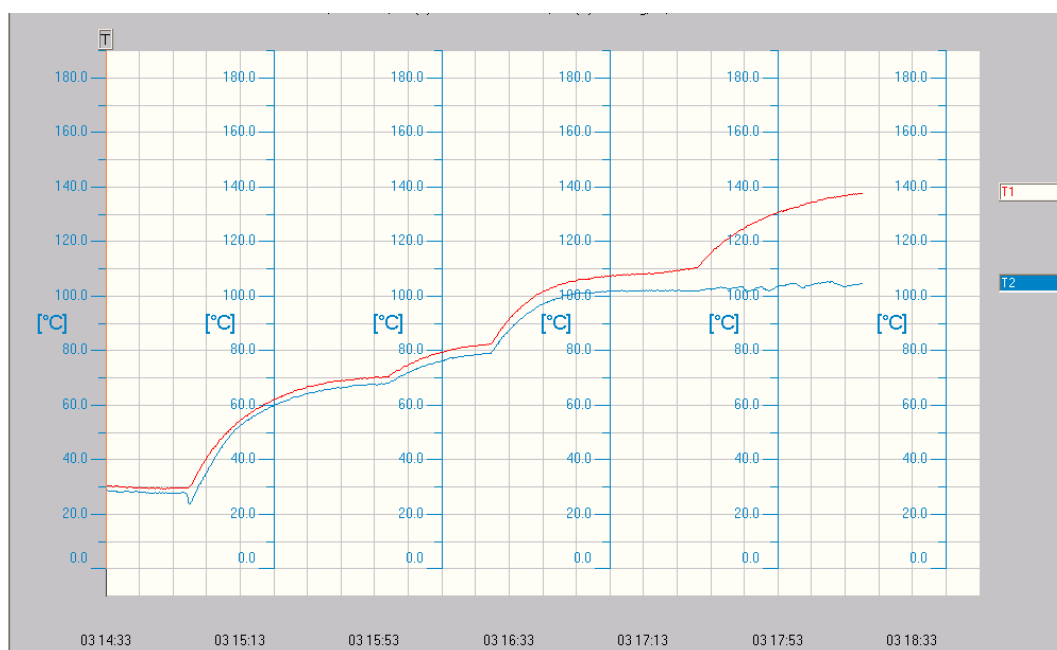


Fig.134 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%): profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 13.2 watt). *Dry out* raggiunto a 11 watt

Ancora una volta, tutti gli heat pipes riempiti con le soluzioni alcoliche hanno esibito un dry out più alto di quello dell'heat pipe riempito con acqua, anche se, come mostrano i profili sotto riportati, la resistenza termica dell'heat pipe riempito con la soluzione in butanolo (1.5% in peso) è stata ancora una volta sempre più alta di quella misurata per gli altri heat pipes. Nel confronto con i risultati ottenuti dalla prima sessione di prove, infine, risulta evidente come a parità di potenza fornita ai cartridge heaters, le temperature misurate all'evaporatore ed al condensatore siano più alte di quelle misurate con la configurazione precedente, e questo perché sotto vuoto si riducono le perdite per scambio termico con l'ambiente:

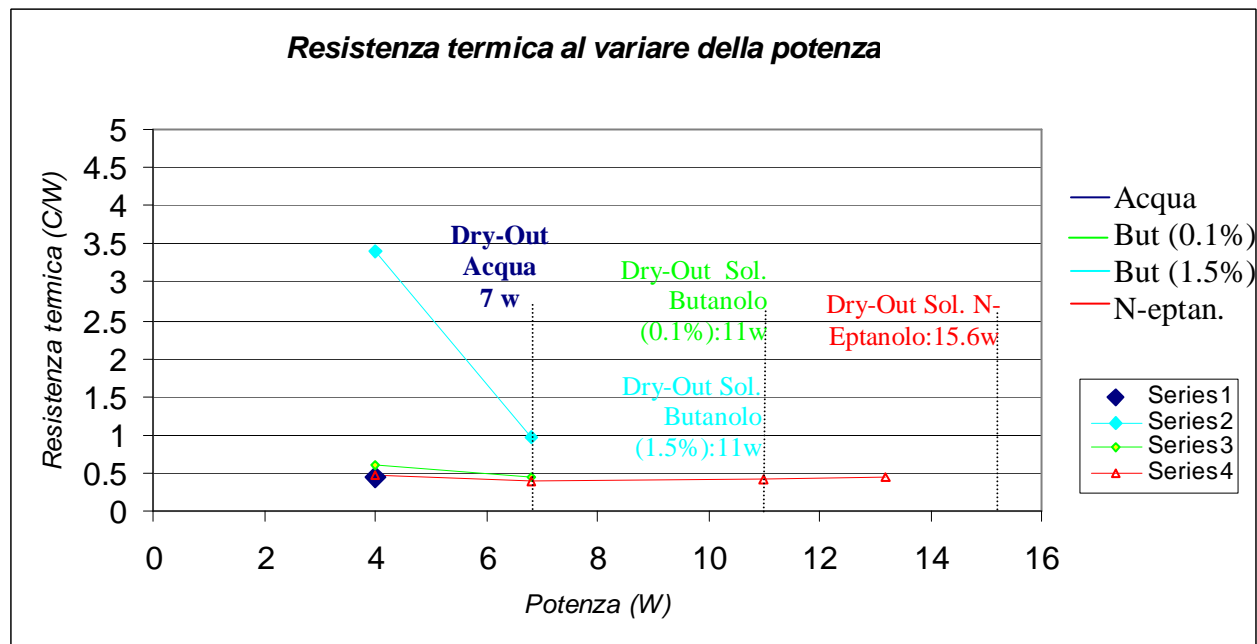


Fig.135 Profili di resistenze termiche per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all'heater

<i>Temperature Evap. - Cond. vs Potenza (Water Jacket)</i>	4 w	7 w	11w	13.2 w	15.6w
Acqua	52.7 vs 50.9	Dry Out Acqua			
Soluzione in Butanolo (1.5 % w)	63.7 vs 50.1	85.6 vs 79	Dry Out Sol. Butan. (1.5%)		
Soluzione in Butanolo (0.1 % w)	70.5 vs 68.1	82.4 vs 79.3	Dry Out Sol. Butan. (0.1%)		
Soluzione in N- eptanolo (0.1 % w)	51.9 vs 50	74.7 vs 72	99.8 vs 95.3	115 vs 109.2	Dry Out Sol. Eptan.

Tab.18 Valori delle temperature registrate, all'evaporatore e al condensatore, in corrispondenza delle potenze fornita all'heater

5.5.1 Risultati sperimentali: le distribuzioni di temperatura lungo l'heat pipe

L'utilizzo di 9 termocoppie, posizionate come mostrato nell'immagine sotto riportata, ha permesso di estrarre i profili di temperatura lungo i quattro heat pipes provati nella camera sotto-vuoto.:

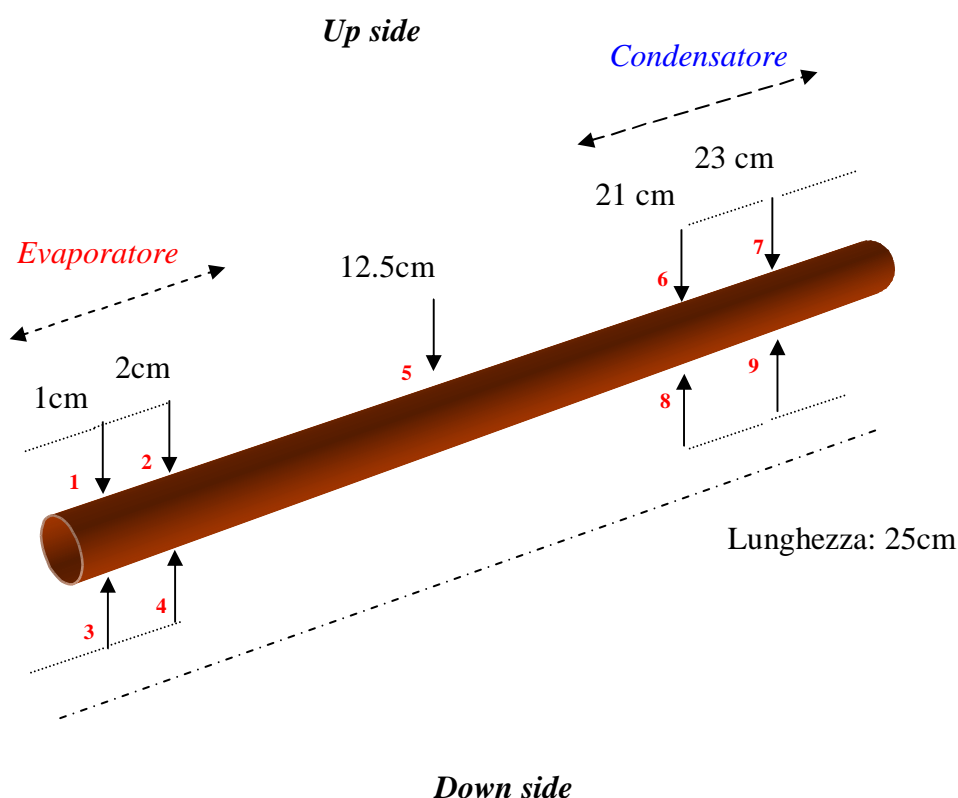


Fig.136 Posizioni delle termocoppie lungo tutto l'heat pipe nei test in camera sotto vuoto

Questa volta le temperature all'evaporatore e al condensatore sono state calcolate come la media delle temperature registrate dalle 4 termocoppie, rispettivamente, posizionate all'evaporatore ed al condensatore. I risultati ottenuti sono stati concordi con quelli avuti nella prima sessione di prove in cui a parità di configurazione sono state utilizzate due termocoppie invece di 9 come in questo caso. Ancora una volta gli heat pipes riempiti con le soluzioni alcooliche hanno raggiunto un dry-out più alto di quello registrato nel caso dell'acqua bi-distillata, e tra tutti l'heat pipe riempito con la soluzione in butanolo (1.5%) ha sempre mostrato di avere la resistenza termica più alta:

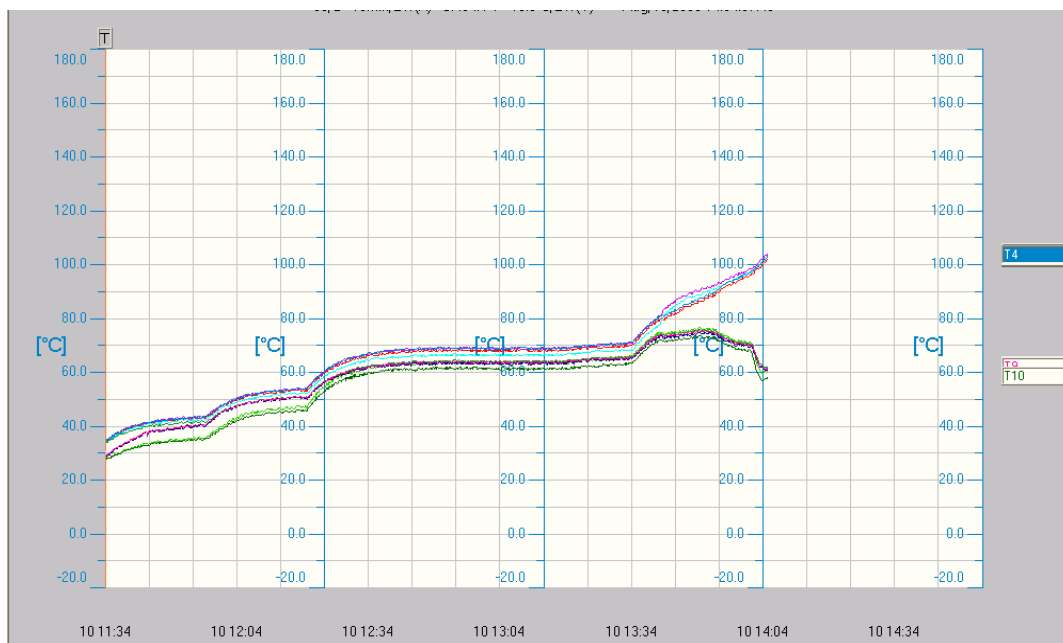


Fig.137 Caso-Soluzione in Neptanolo: profili di temperature all'evaporatore e al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 15.6 watt). *Dry out* raggiunto a 15.6 watt

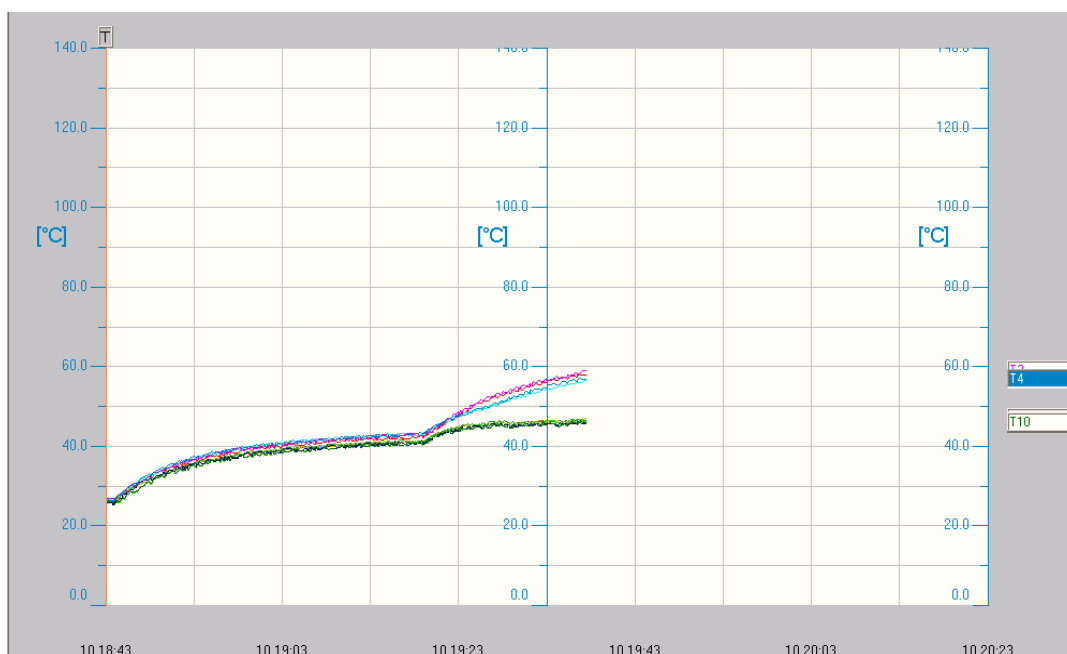


Fig.138 Caso-Acqua bidistillata: profili di temperature all'evaporatore e al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7watt). *Dry out* raggiunto a 7 watt

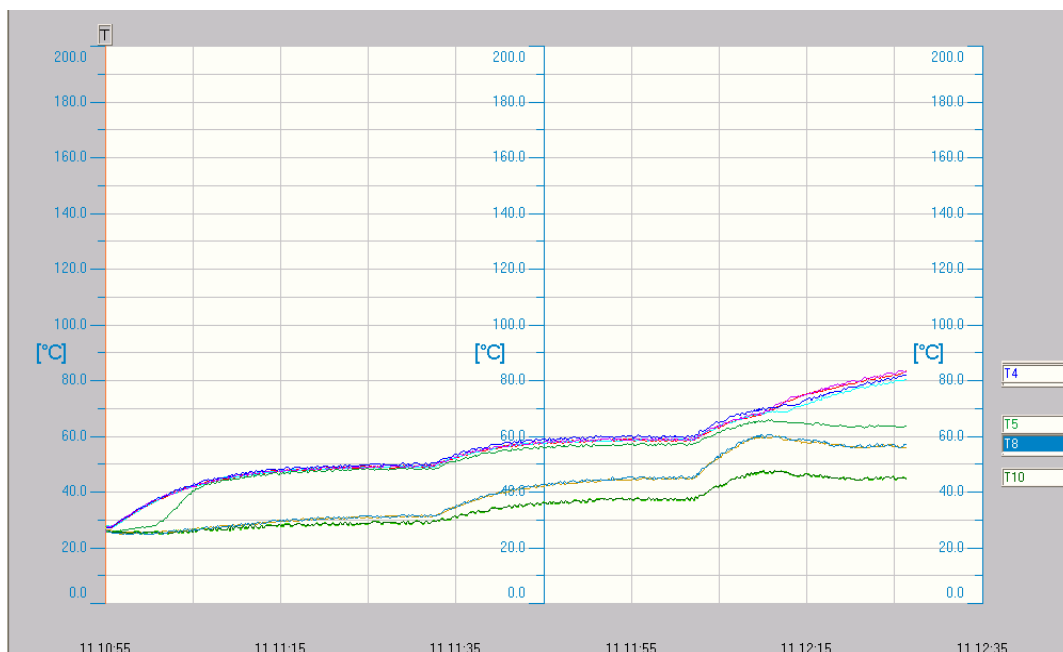


Fig.139 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5%): profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 watt) . *Dry out* raggiunto a 11 watt

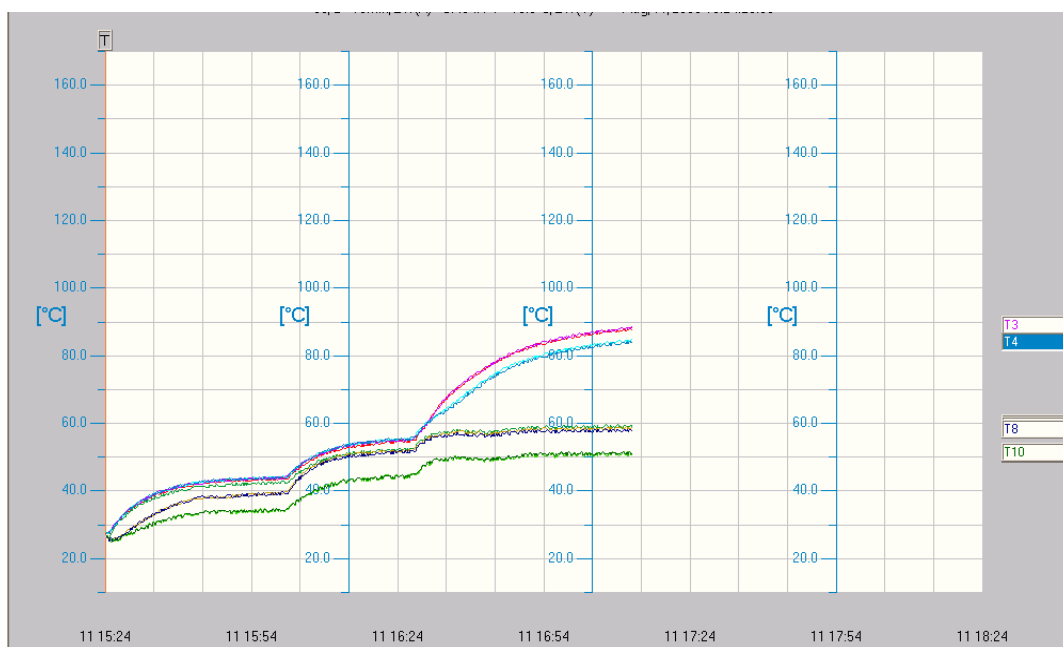


Fig.140 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%): profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 watt) . *Dry out* raggiunto a 11 watt

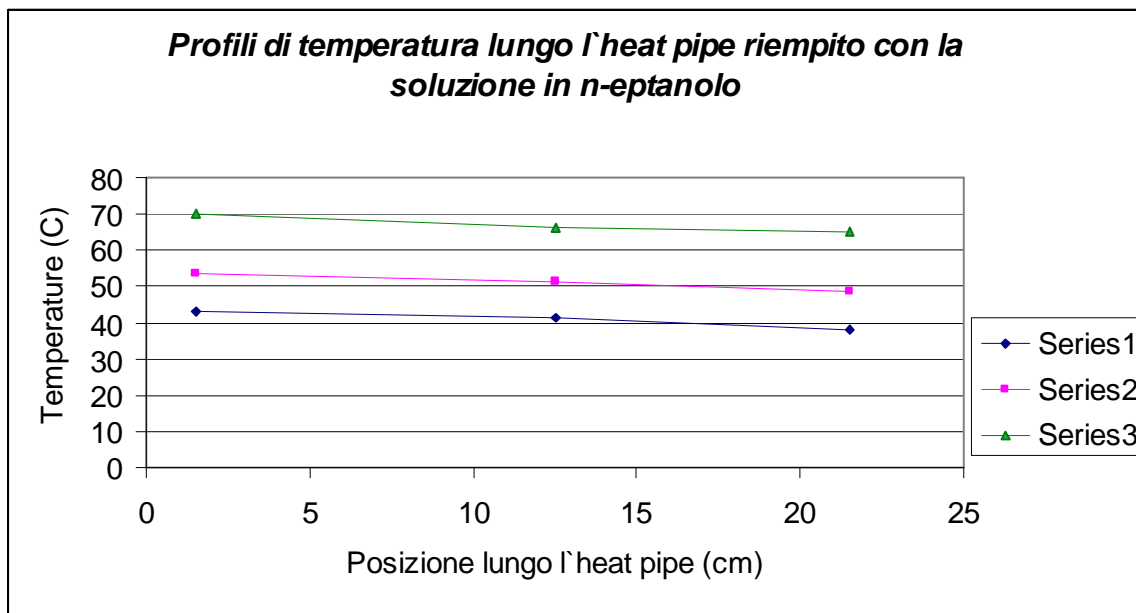


Fig. 141 Soluzione in N-eptanolo. Distribuzione di temperature lungo l'heat pipe prima del *dry out*, al variare della potenza fornita all'heater (4 – 7 – 11 watt)

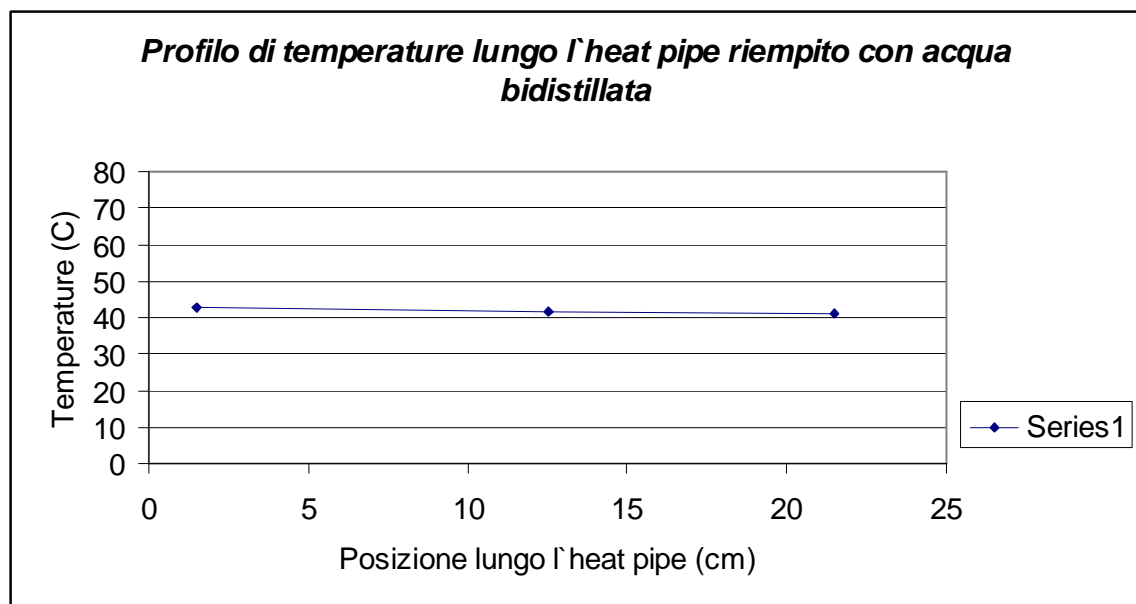


Fig.142 Acqua bidistillata. Distribuzione di temperature lungo l'heat pipe prima del *dry out*, in corrispondenza dei 4 watt di potenza fornita all'heater

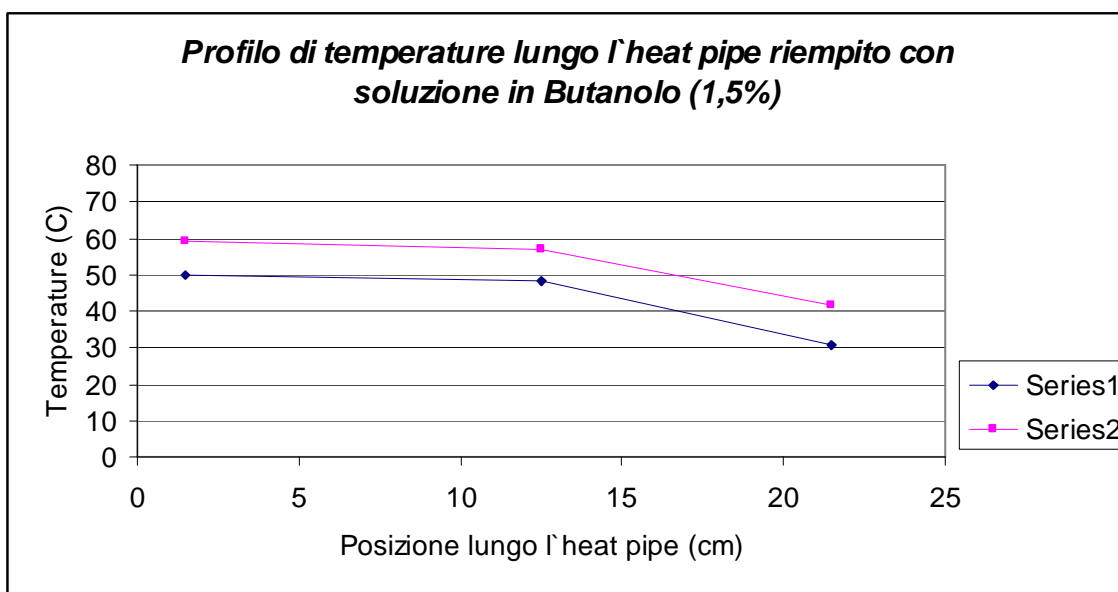


Fig. 143 Soluzione in Butanolo (1.5%). Distribuzione di temperature lungo l'heat pipe prima del *dry out*, al variare della potenza fornita all'heater (4 – 7 watt)

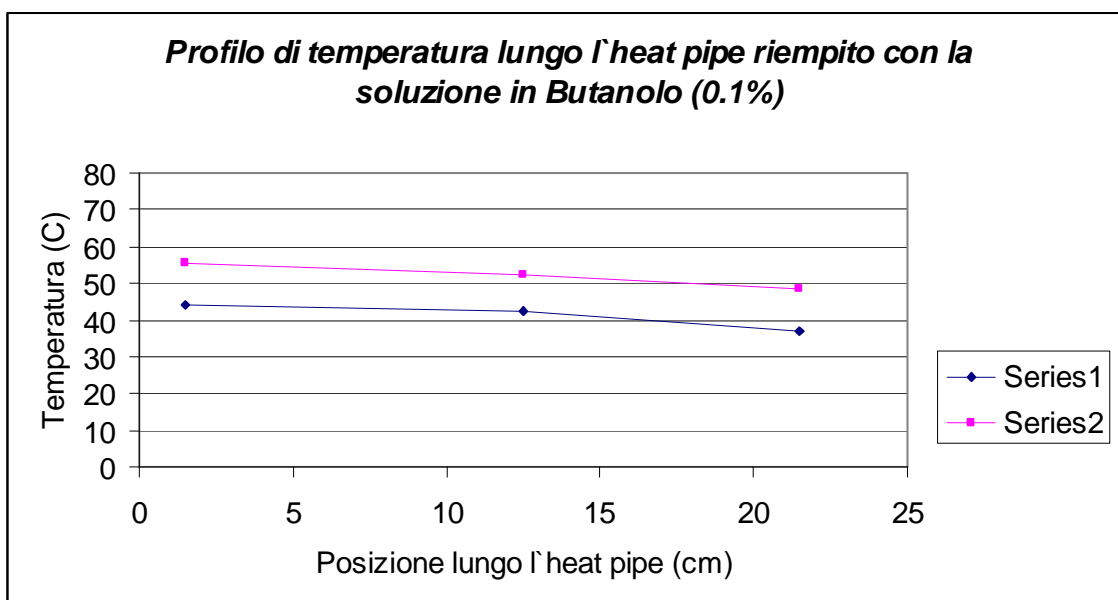


Fig. 144 Soluzione in Butanolo (0.1%). Distribuzione di temperature lungo l'heat pipe prima del *dry out*, al variare della potenza fornita all'heater (4 – 7 watt)

Di seguito sono riportati i profili di resistenze termiche misurate per ogni heat pipe, ed una tabella con i valori delle temperature registrate, all'evaporatore ed al condensatore, in corrispondenza delle potenze fornita all'heater:

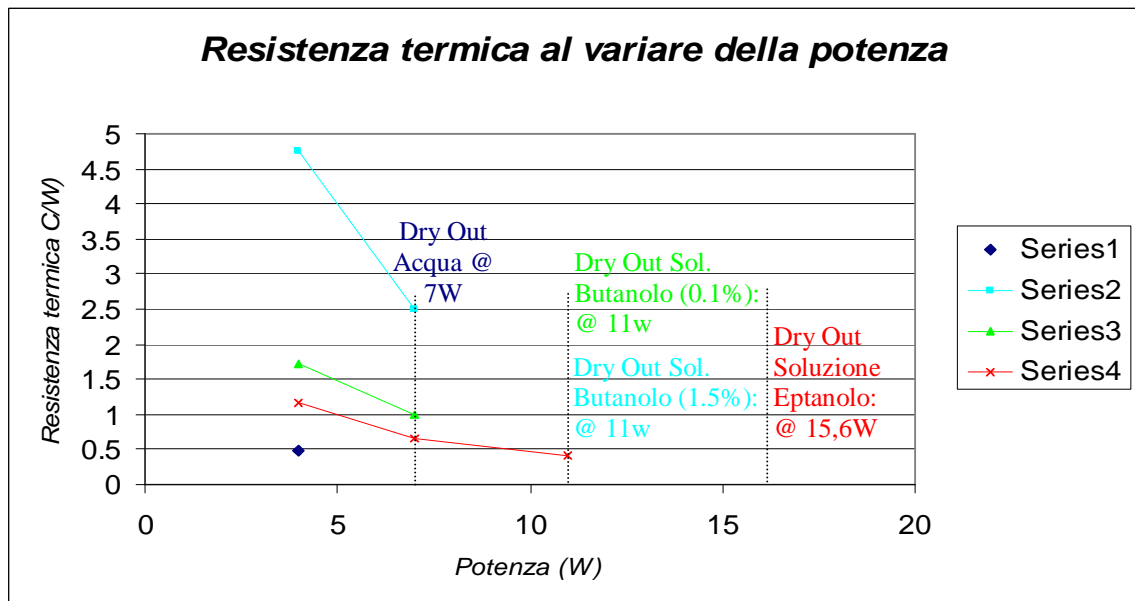


Fig.145 Profili di resistenze termiche per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all'heater

			T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
Acqua	-	4W	42.7	43	42.6	43.5	41.4	40.8	41.2	41.1	40.8
N-Eptan.	-	4W	43.2	42.3	43.9	43.8	41.5	36.3	40.3	40.6	35.6
But (0.1%)	-	4W	43.5	44.1	44.5	44.2	42.3	39.8	34.7	39.1	34.8
But (1.5%)	-	4W	49.5	49.1	49.4	50.5	48.4	31.3	29.9	31.7	29.7
Acqua	-	7W	DryOut	*	*	*	*	*	*	*	*
N-Eptan.	-	7W	53.5	52.8	53.9	53.8	51.2	47	51	51.1	45.8
But (0.1%)	-	7W	55	55.5	55.5	56	52.5	52.1	45.2	51.8	45
But (1.5%)	-	7W	58.7	58.5	59.3	60.2	56.9	44.8	38.1	45	37.9
Acqua	-	11W	*	*	*	*	*	*	*	*	*
N-Eptan.	-	11W	70.2	68.1	70.7	71.2	66	66.4	65.2	65.6	63.7
But (0.1%)	-	11W	Dry Out	*	*	*	*	*	*	*	*
But (1.5%)	-	11W	DryOut	*	*	*	*	*	*	*	*
N-Eptan.	-	15.6W	DryOut								

Tab.19 Valori di tutte le temperature registrate, all'evaporatore, al centro e al condensatore, in corrispondenza delle potenze fornita all'heater

5.6 Prove nell'ambiente senza sistema di raffreddamento

Completiamo il quadro dei risultati ottenuti dai tests in configurazione orizzontale, presentando i risultati avuti durante la terza sessione di prove con una configurazione in cui l'heater era lo stesso utilizzato nelle due precedenti configurazioni, mentre gli ultimi 7cm di heat pipe che fino ad ora erano stati raffreddati una volta con il Fan e una volta con un sistema di raffreddamento ad acqua, non erano raffreddati da nessun *cooler*, bensì lasciati esposti all'ambiente. Tra questi 7cm e la regione dell'evaporatore, era stato posto del materiale termoisolante attorno all'heat pipe per ridurre le perdite di calore per scambio termico con l'ambiente, mentre con due termocoppie erano monitorate le due regioni di interesse, ovvero, l'evaporatore e la regione esposta all'ambiente:

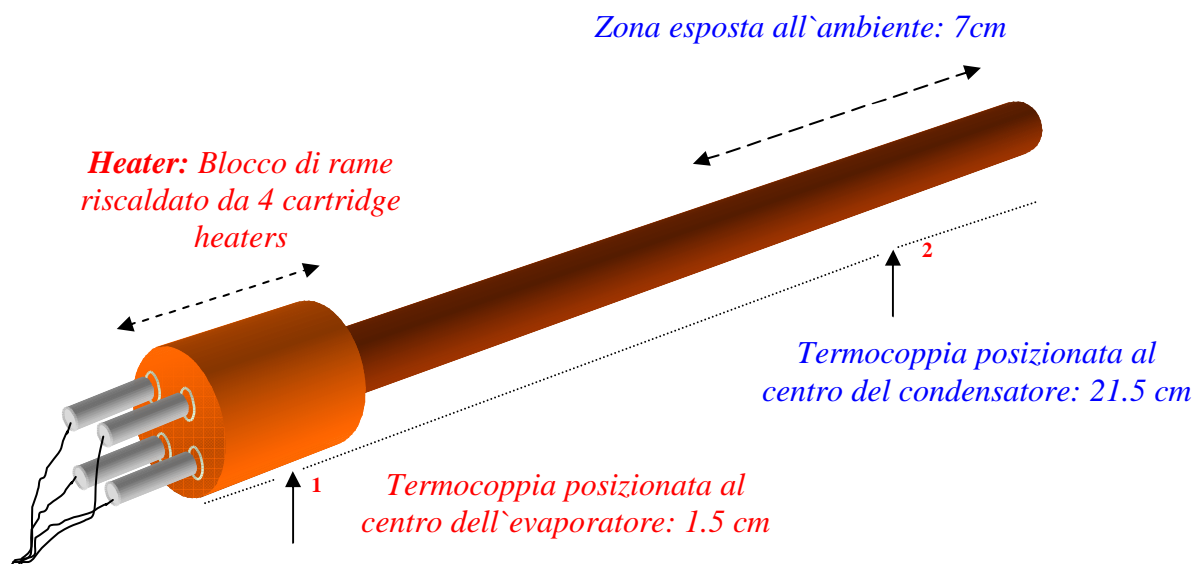


Fig. 146 Setup Sperimentale utilizzato per la prove sistema di raffreddamento

L'obiettivo di queste prove è stato quello di valutare la capacità di scambio termico dei 4 heat pipes quando il raffreddamento di un'estremità avviene per convezione naturale, senza alcun sistema aggiuntivo ad aria o ad acqua. In questa configurazione non è stato raggiunto il dry-out per i quattro heat pipes, e diversi sono stati i valori di potenza forniti ai cartridge heaters perchè si portasse la temperatura all'evaporatore fino al massimo valore consentito senza danneggiare gli heat pipes (circa 200 gradi come indicato dalla ditta fornitrice di Heat Pipes):

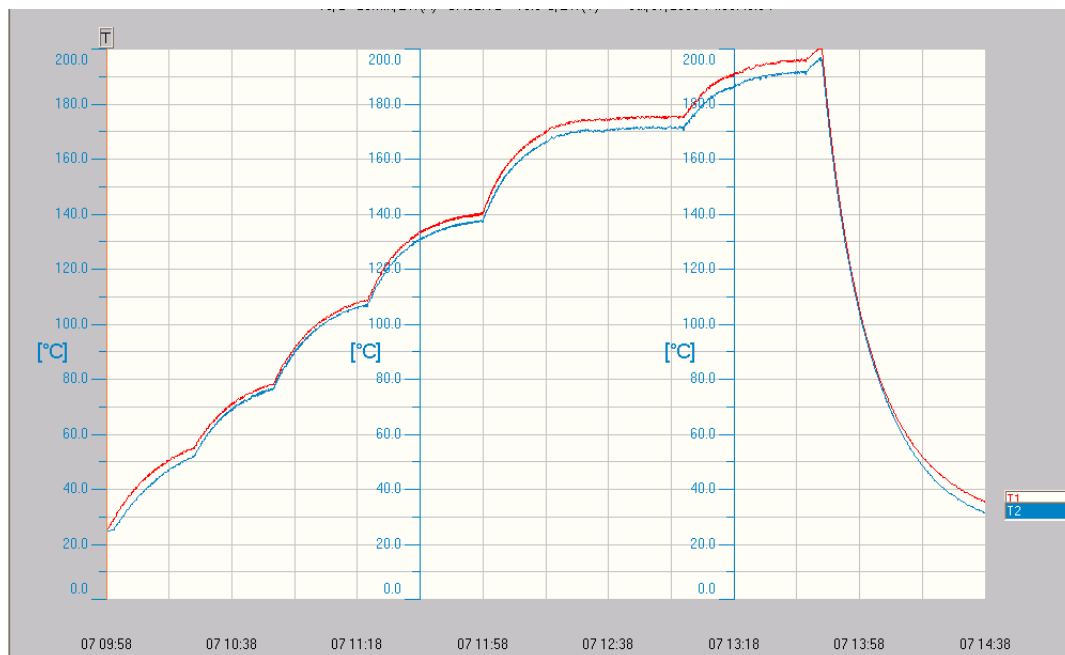


Fig. 147 Caso-Soluzione in Neptanolo: Profili di temperature all'evaporatore e nella zona di heat pipe esposta all'ambiente al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 15.6 – 21 -25 - 28watt)

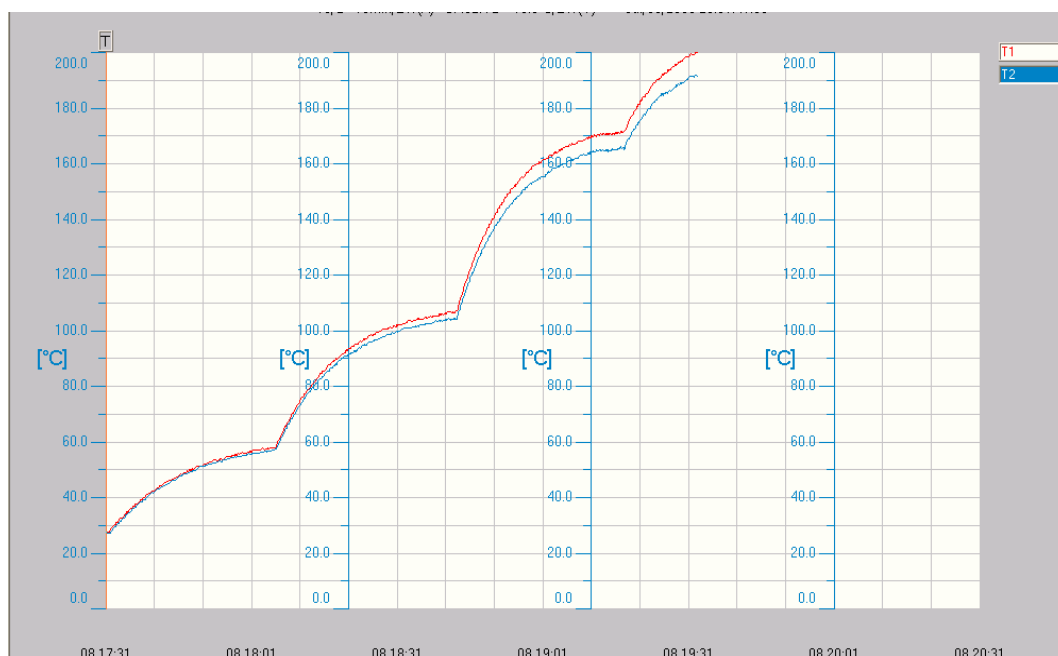


Fig.148 Caso-Acqua Bidistillata: Profili di temperature all'evaporatore e nella zona di heat pipe esposta all'ambiente al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 11 – 21 - 28watt)

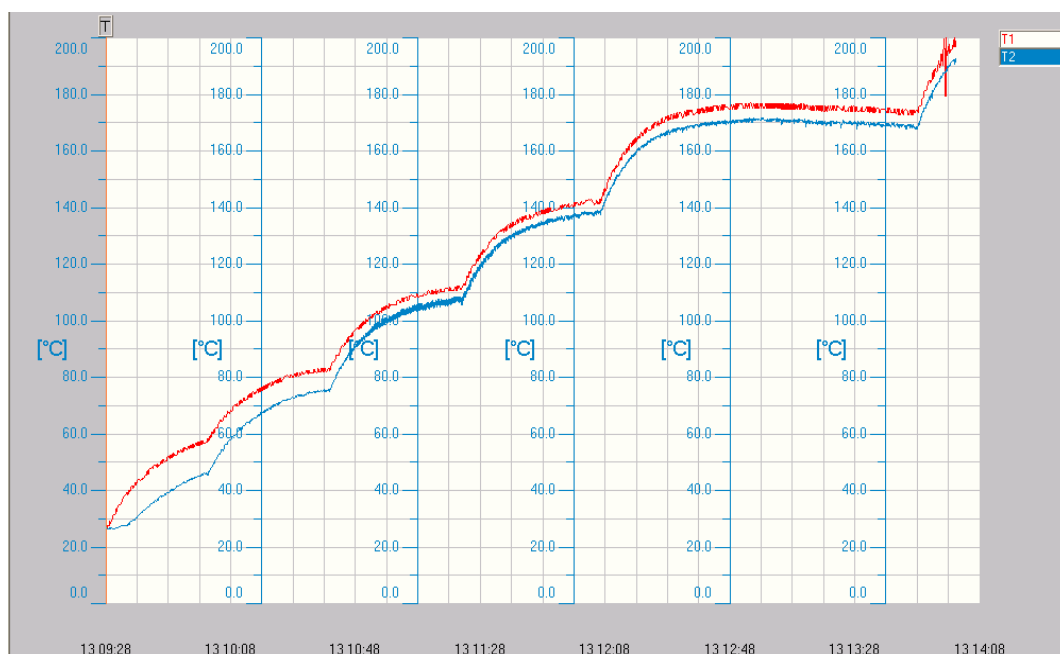


Fig. 149 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5%): Profili di temperature all'evaporatore e nella zona di heat pipe esposta all'ambiente al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 15.6 – 21 - 28watt)

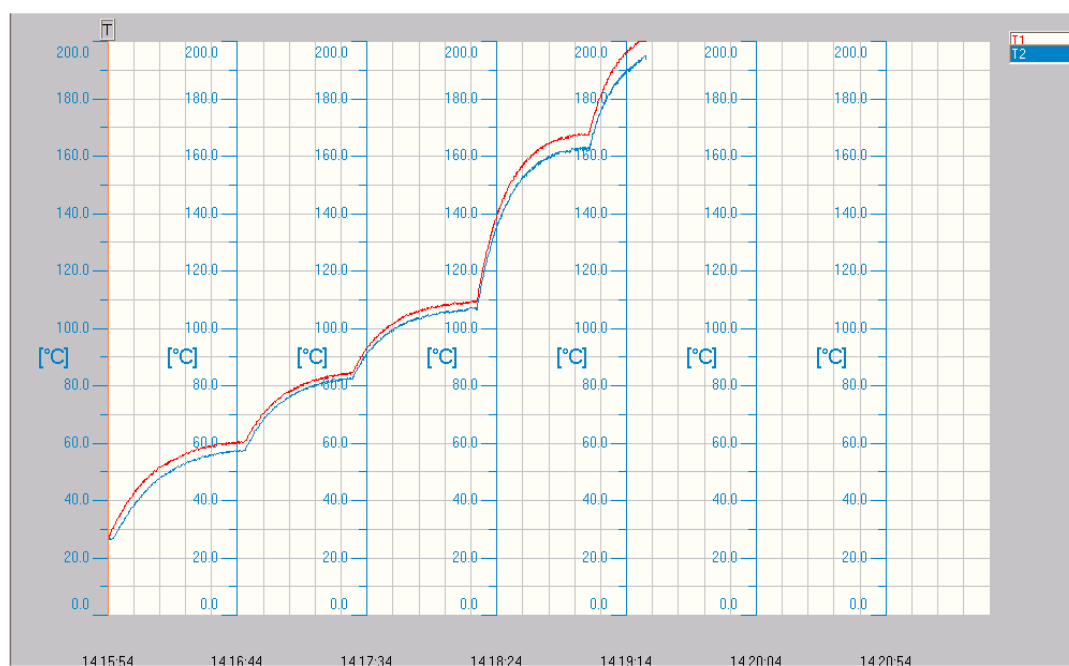


Fig.150 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%): Profili di temperature all'evaporatore e nella zona di heat pipe esposta all'ambiente al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 21 - 28watt)

I profili di resistenza termica evidenziano come al crescere della potenza fornita all'heater, il comportamento degli heat pipes riempiti con soluzioni alcoliche sia confrontabile con quello dell'acqua; addirittura, nel caso della soluzione in n-eptanolo, per raggiungere la temperatura massima consentita all'evaporatore (cioè i 200 gradi), c'è bisogno di fornire una potenza superiore rispetto a quella fornita negli altri tre casi, e questo dà ancora una volta un'idea della maggiore capacità di scambio termico di questo heat pipe:

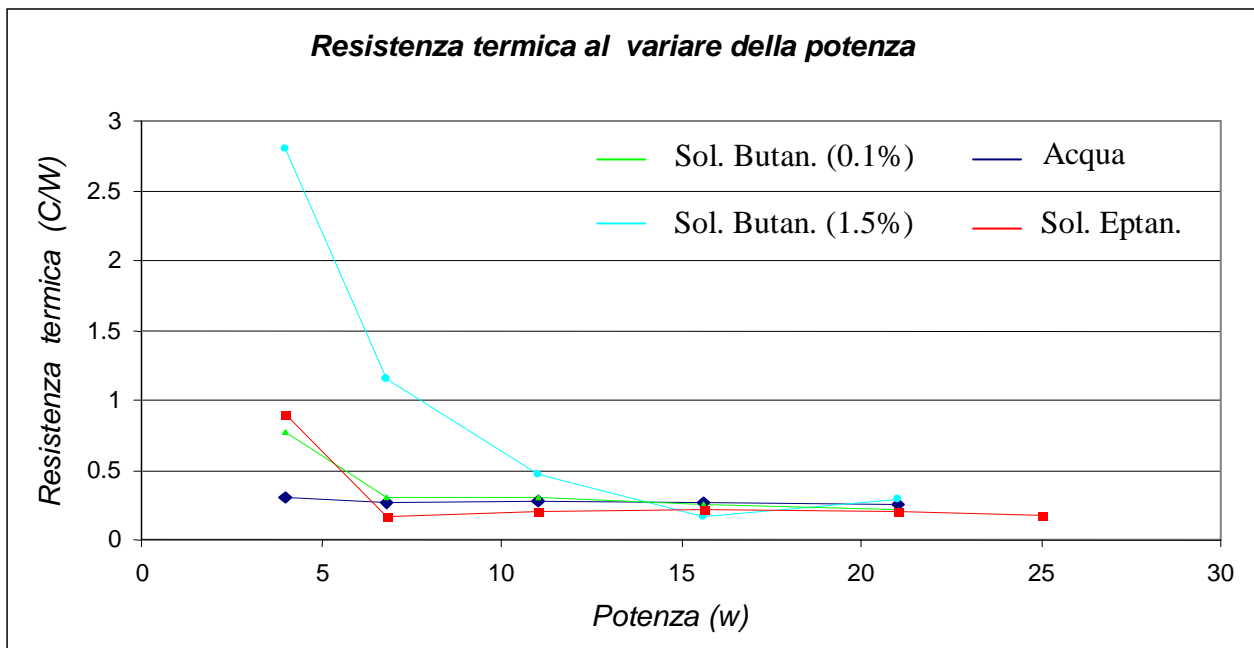


Fig. 151 Profili di resistenze termiche per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all'heater

<i>Temperature Evap. - Cond. vs Potenza (No Cooler)</i>	4 w	7 w	11w	15.6w	21w	25w
Acqua	58.2 vs 57		107.1 vs 104		171.4 vs 166.1	
Soluzione in Butanolo (1.5 %w)	57.3 vs 46.1	83.5 vs 75.7	112 vs 106.9	141.6 vs 139.1	174.5 vs 168.5	
Soluzione in Butanolo (0.1 %w)	60.6 vs 57.5	84.8 vs 82.7	109.9 vs 106.6		167.4 vs 162.8	
Soluzione in N- eptanolo (0.1% w)	55.4 vs 51.8	78.1 vs 77	108.9 vs 106.7	140.5 vs 137.2	175.6 vs 171.4	196.5 vs 192.2

Tab.20 Valori delle temperature registrate, all'evaporatore e all'estremità esposta all'ambiente, in corrispondenza delle potenze fornita all'heater

5.7 Configurazione `a termosifone`: l'effetto positivo della gravità

In questo capitolo vengono presentati i risultati relativi ad una configurazione simile a quella usata nella prima sessione di prove (prove nell'ambiente con la ventola), in cui però l'heat pipe era posizionato in verticale con l'evaporatore in basso ed il condensatore in alto (configurazione nota come `a termosifone` o `gravity assisted`). I risultati dimostrano come al crescere della potenza fornita all'heater non ci siano grandi differenze nel comportamento dei 4 liquidi provati, e questo perchè come già spiegato in una configurazione di lavoro del genere, è la forza di gravità che assume un ruolo di primo piano nel rifornimento di liquido per l'evaporatore, mentre per una configurazione di lavoro orizzontale gli effetti delle forze di tensione superficiale sono molto più importanti. Per bassi valori della potenza fornita (4 watt), l'heat pipe riempito con acqua è ancora una volta quello dalla resistenza termica più bassa rispetto a quella misurata negli heat pipes riempiti con soluzioni alcoliche:

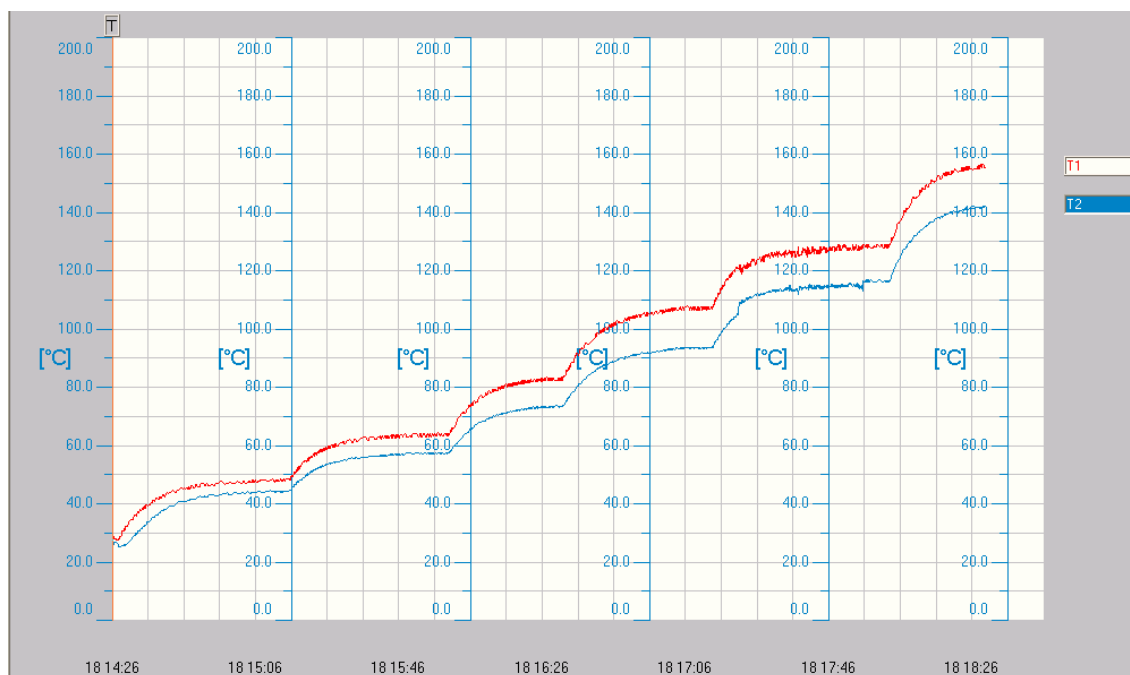


Fig.152 Caso-Soluzione in Neptanolo: Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 16 – 21.7 – 28.7 watt)

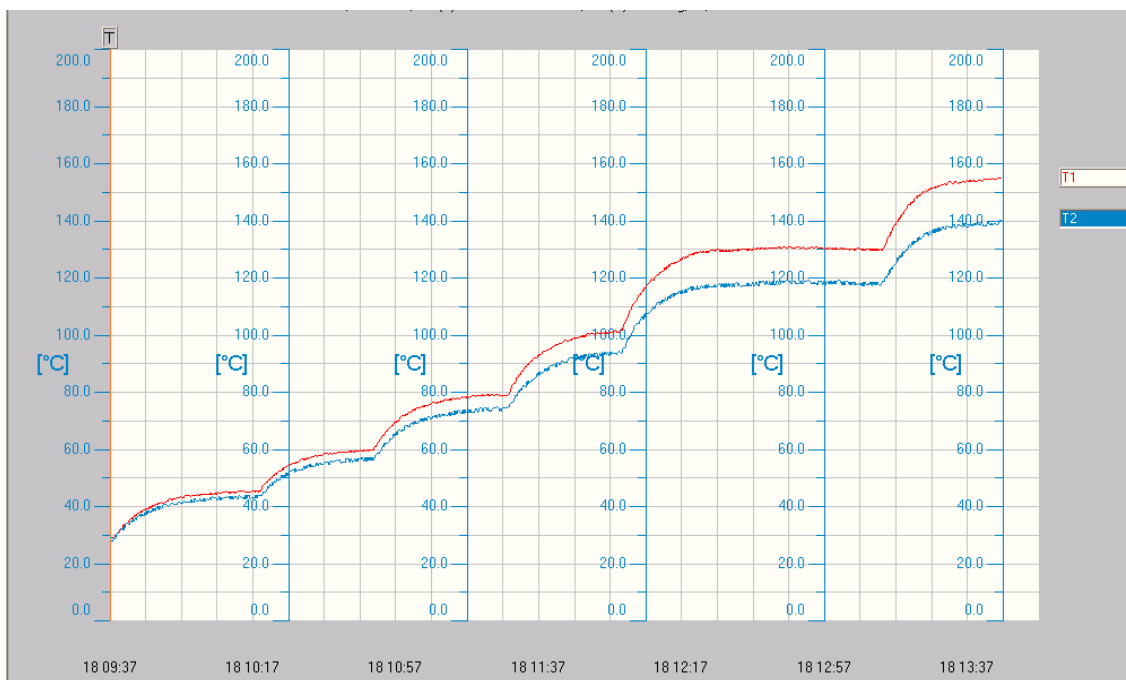


Fig.153 Caso-Acqua Bidistillata: Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 16 – 21.7 – 28.7 watt)

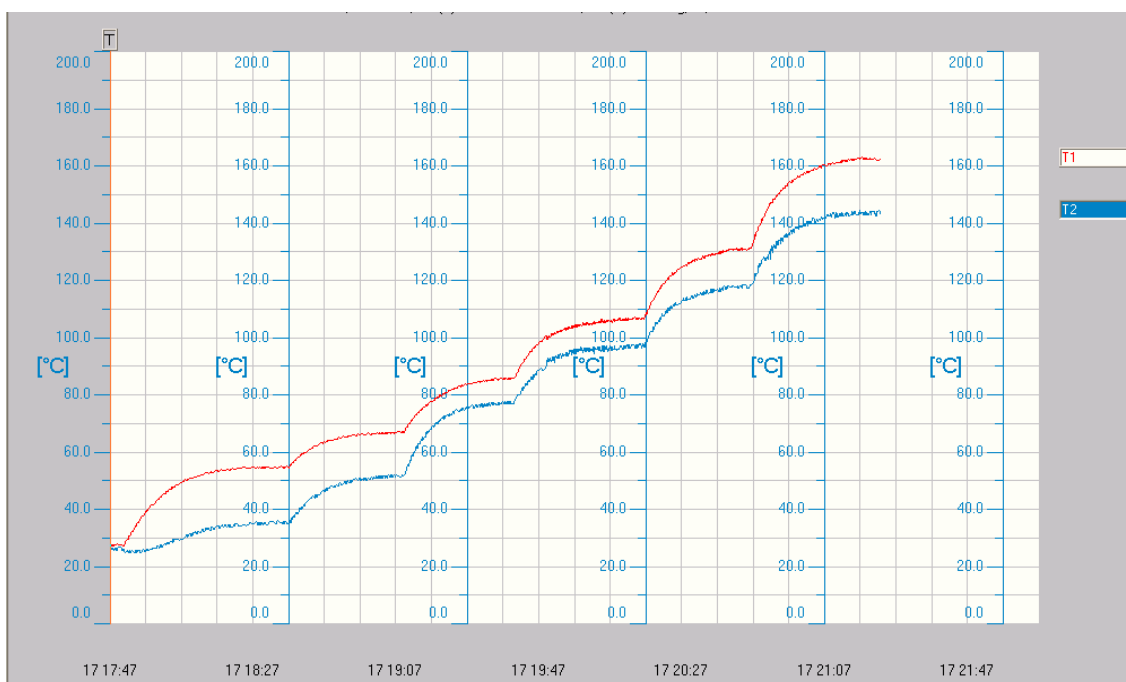


Fig. 154 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5%) : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 16 – 21.7 – 28.7 watt)

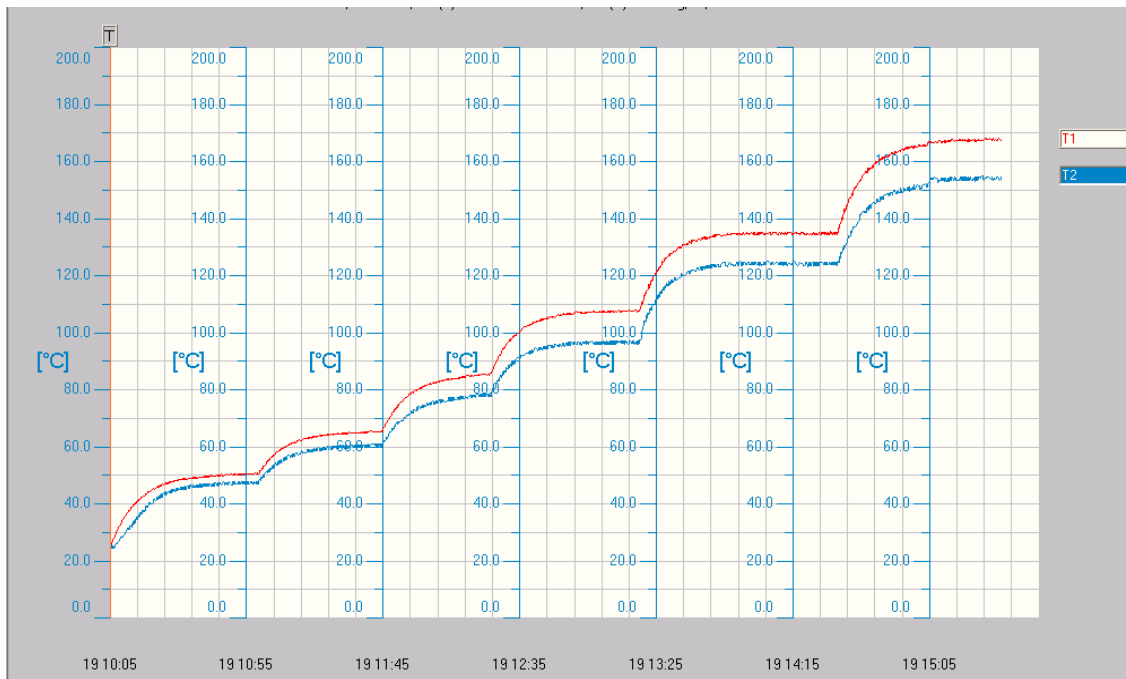


Fig.155 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%) : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7- 11 – 16 – 21.7 - 28.7 watt)

Di seguito è riportato un grafico con i profili di resistenza termica misurati per i 4 heat pipes, ed una tabella con le temperature registrate all'evaporatore e al condensatore in corrispondenza delle diverse potenze fornita all'heater:

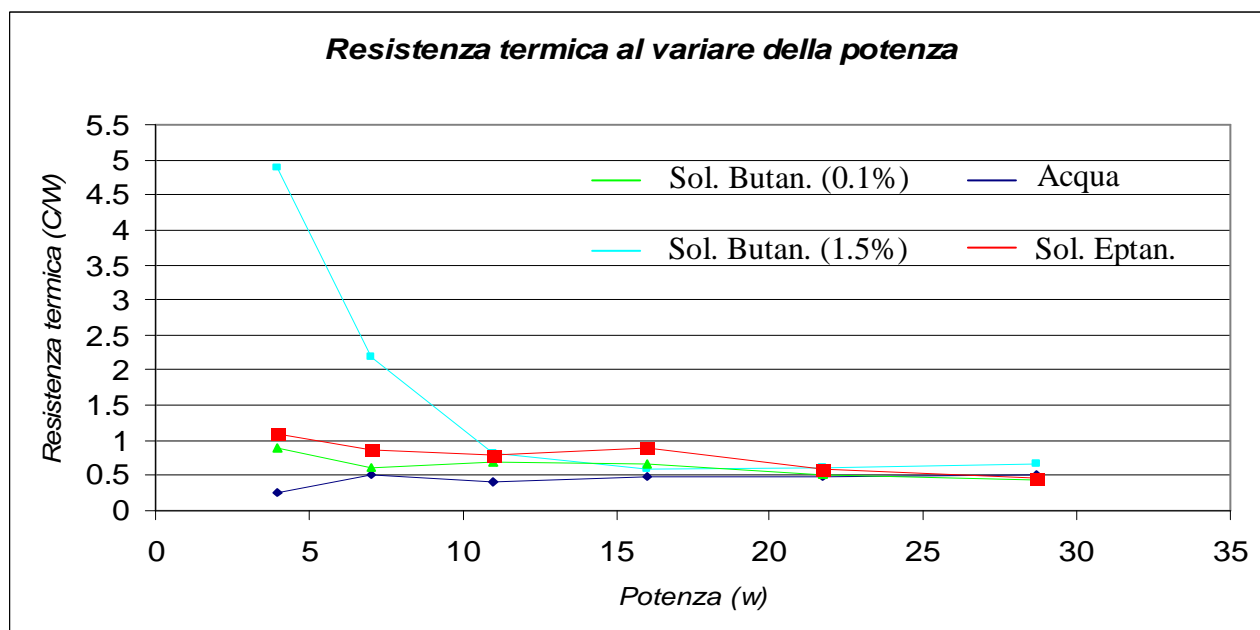


Fig.156 Profili di resistenze termiche per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all'heater

			T_{EVAP} (C)	T_{COND} (C)	$DT_{EVAP - COND}$ (C)	R (C/W)
Acqua	-	4W	45.2	44.2	1	0.25
n-Eptan.	-	4W	48.6	44.2	4.4	1.1
But 1.5%	-	4W	54.8	35.2	19.6	4.9
But 0.1%	-	4W	50.6	47	3.6	0.9
Acqua	-	7W	59.9	56.3	3.6	0.515
n-Eptan.	-	7W	63.9	57.8	6.1	0.87
But 1.5%	-	7W	67.2	51.6	15.6	2.2
But 0.1%	-	7W	65.3	61.1	4.2	0.6
Acqua	-	11W	78.9	74.5	4.4	0.4
n-Eptan.	-	11W	82.5	73.9	8.6	0.78
But 1.5%	-	11W	85.9	76.9	9	0.81
But 0.1%	-	11W	85.8	78.3	7.5	0.68
Acqua	-	16W	101.6	94	7.6	0.475
n-Eptan.	-	16W	108	93.6	14.4	0.9
But 1.5%	-	16W	106.7	97.4	9.3	0.58
But 0.1%	-	16W	107.7	97.3	10.4	0.65
Acqua	-	21.7W	129.8	119.1	10.7	0.49
n-Eptan.	-	21.7W	129.4	116.5	12.9	0.59
But 1.5%	-	21.7W	131.5	118.5	13	0.6
But 0.1%	-	21.7W	134.7	123.9	10.8	0.497
Acqua	-	28.7W	154.8	140.4	14.4	0.5
n-Eptan.	-	28.7W	155.2	142.2	13	0.453
But 1.5%	-	28.7W	162.2	142.9	19.3	0.67
But 0.1%	-	28.7W	167.7	155	12.7	0.44

Tab.21 Valori delle temperature misurate all'evaporatore ed al condensatore, differenze di temperature alle estremità e resistenza termica, per i 4 heat pipes e in corrispondenza della potenza fornita all'heater

5.8 L'effetto negativo della gravità

I risultati presentati in questa sezione sono relativi ad una configurazione di lavoro in cui la gravità non è trascurabile come avviene in una configurazione di lavoro orizzontale, non gioca un ruolo primario nel rifornimento di liquido all'heater come in una configurazione *gravity assisted*, bensì contrasta l'azione delle forze capillari che spingono il liquido dal condensatore verso l'evaporatore, influenzando negativamente, dunque, le prestazioni di un heat pipe. In particolare, i primi risultati che vengono presentati sono relativi ad una configurazione di lavoro in cui l'heat pipe è inclinato di circa 20 gradi rispetto ad una configurazione di lavoro orizzontale, con l'heater in alto e il condensatore (7cm di heat pipe su cui soffiava una ventola) in basso, come mostrato nell'immagine sotto riportata:

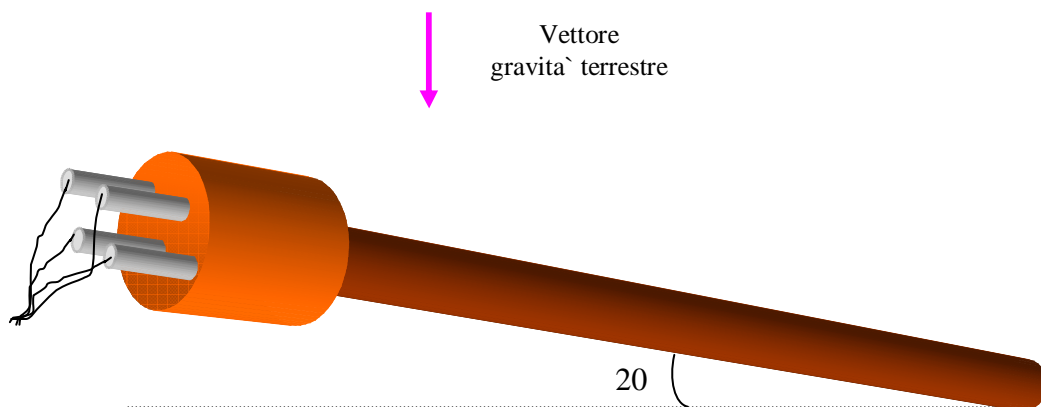


Fig.157 Configurazione *partially against gravity*

Osservando i grafici relativi ai profili di temperature alle due estremità degli heat pipes, è possibile notare come mentre nel caso delle soluzioni alcoliche, l'heat pipe riesca a trasferire calore, dunque, a lavorare fino a 7 watt di potenza fornita all'heater (valore di potenza in corrispondenza del quale si raggiunge un dry-out), nel caso dell'acqua il dry-out si raggiunge già a 4 watt. Questo perché le forze capillari che si hanno nel caso dell'acqua non sono altrettanto intense come quelle che si sviluppano nel caso delle soluzioni alcoliche, che invece riescono a contrastare l'effetto negativo della gravità terrestre grazie all'effetto Marangoni Inverso.

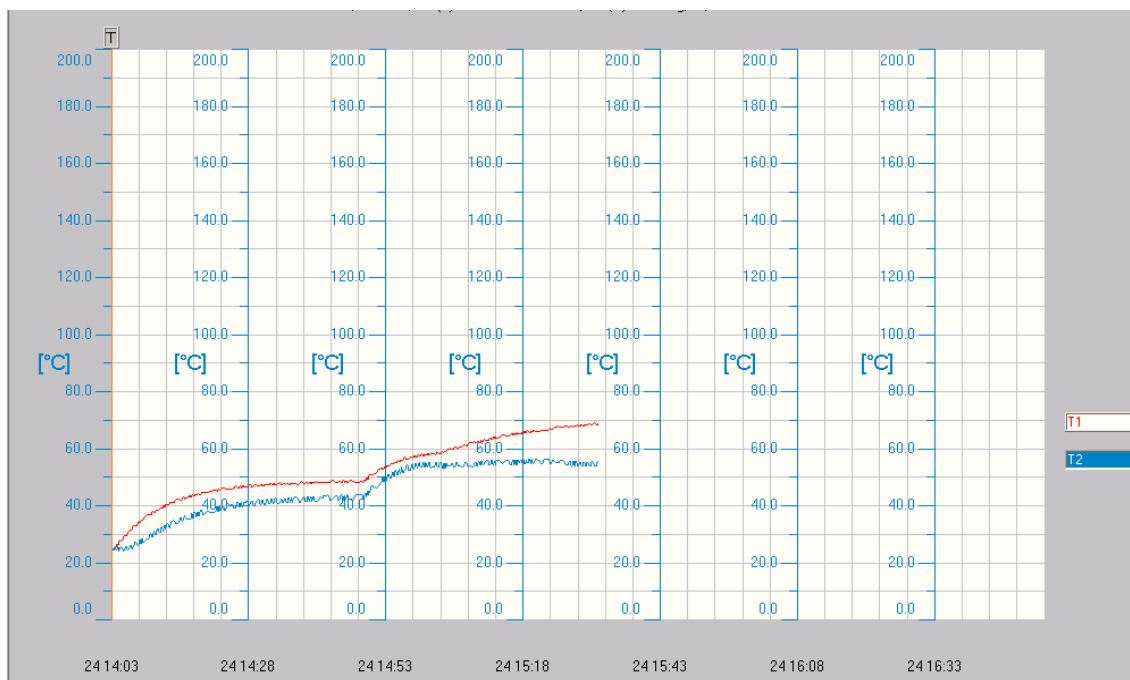


Fig. 158 Caso-Soluzione in N-eptanolo : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 watt). *Dry out* at 7 watt.

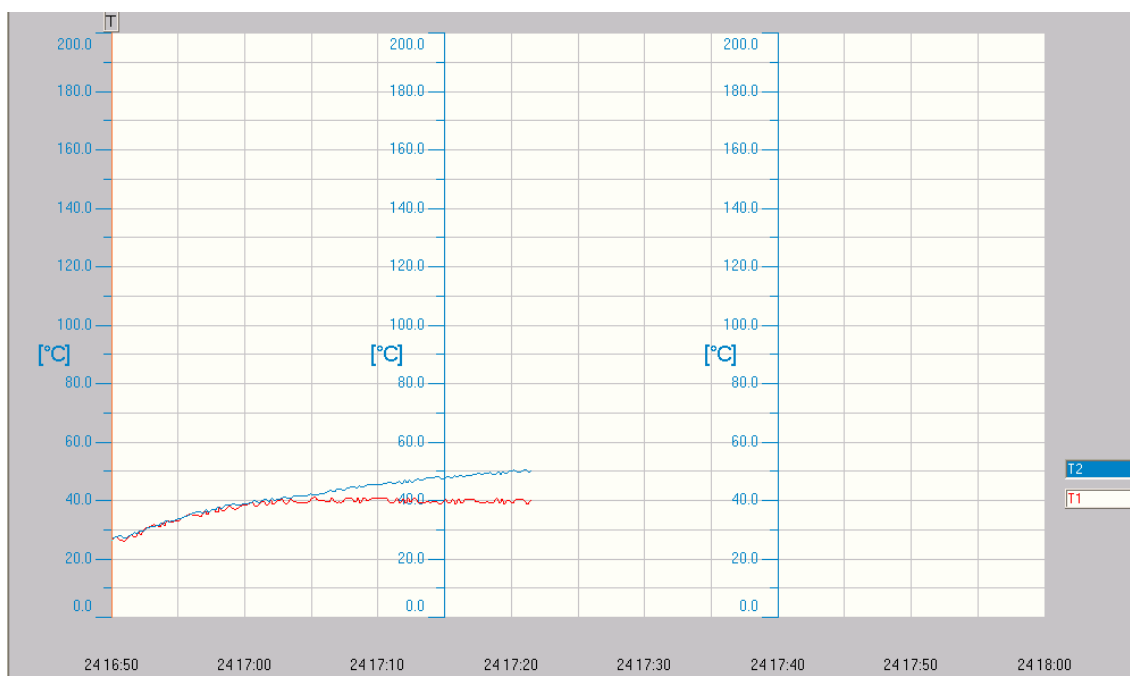


Fig.159 Caso-Acqua bidistillata : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 watt). *Dry out* at 4 watt.

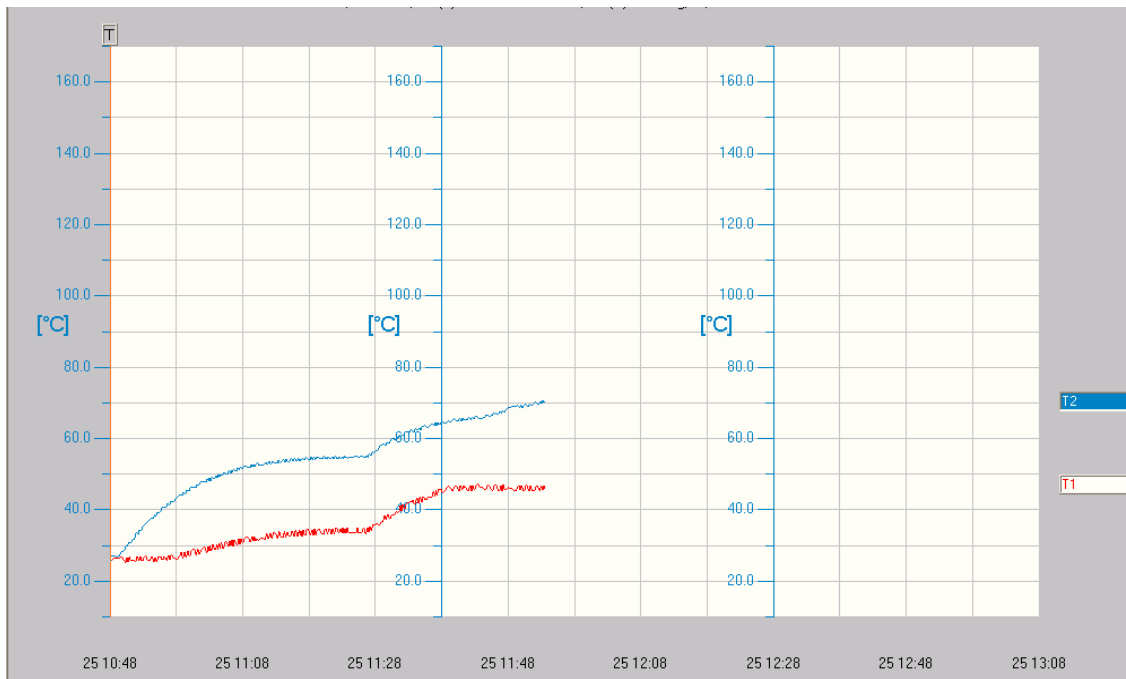


Fig. 160 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5%) : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 watt). *Dry out* at 7 watt.

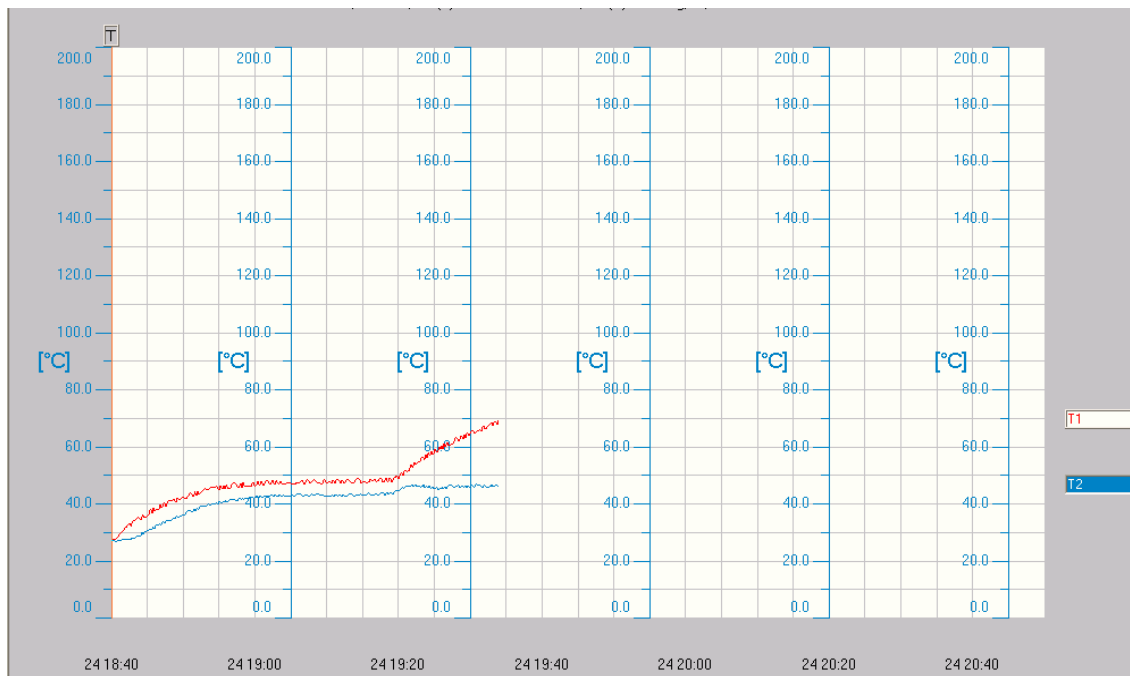


Fig.161 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%) : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 watt). *Dry out* at 7 watt.

Ancora una volta, sebbene abbia raggiunto un dry-out più alto di quello dell'acqua, l'heat pipe riempito la soluzione in butanolo (1.5%) è quello per il quale è stata misurata una differenza di temperatura evaporatore – condensatore, ovvero una resistenza termica, più alta rispetto a quella degli altri heat pipes riempiti con soluzioni alcoliche.

5.9 Configurazione verticale con l'evaporatore in alto

Riportiamo, infine, i risultati sperimentali ottenuti utilizzando per gli heat pipes una configurazione verticale, con raffreddamento ad aria (ventola), in cui però l'evaporatore è posizionato in alto ed il condensatore in basso (nota come configurazione `against gravity`), come mostrato nello schema sotto riportato:

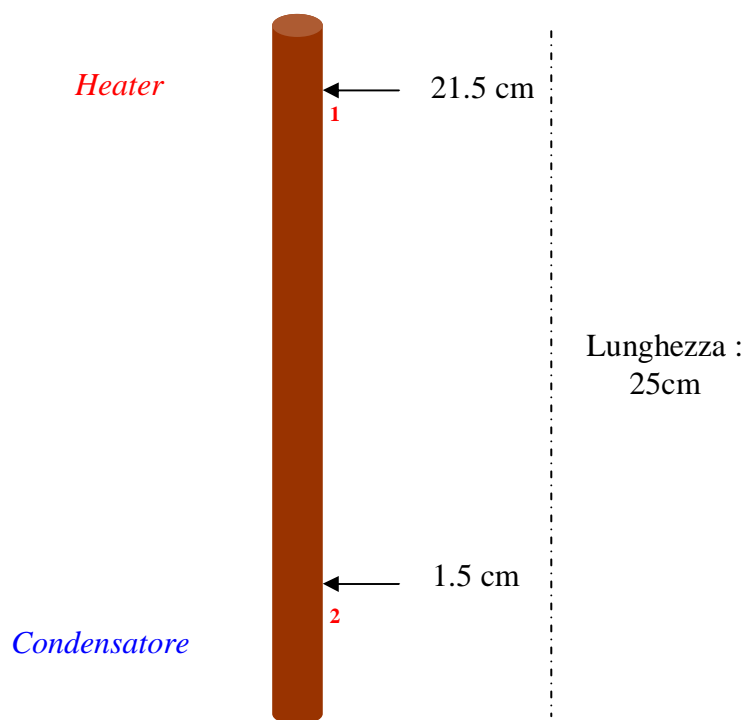


Fig.162 Configurazione ``against gravity``

In questa configurazione, la forza di gravità terrestre contrasta fortemente le forze capillari che trasportano il liquido dal condensatore all'evaporatore. Il risultato è che gli heat pipes non riescono a funzionare correttamente:

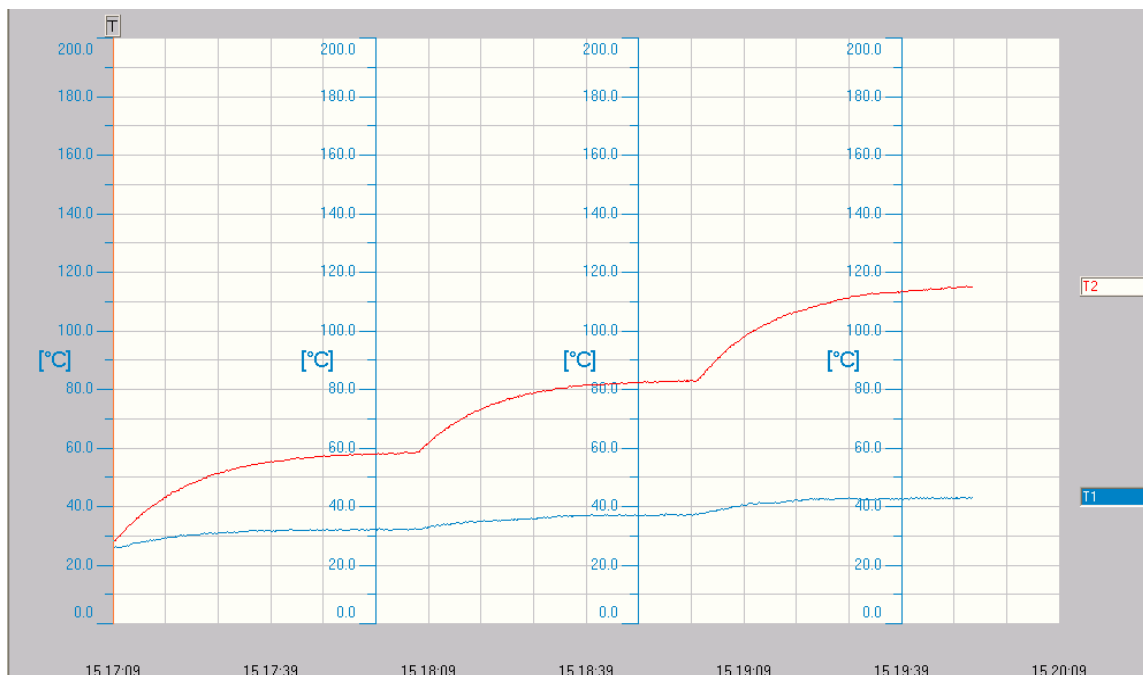


Fig. 163 Caso-Soluzione in N-eptanolo: Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 11 watt).

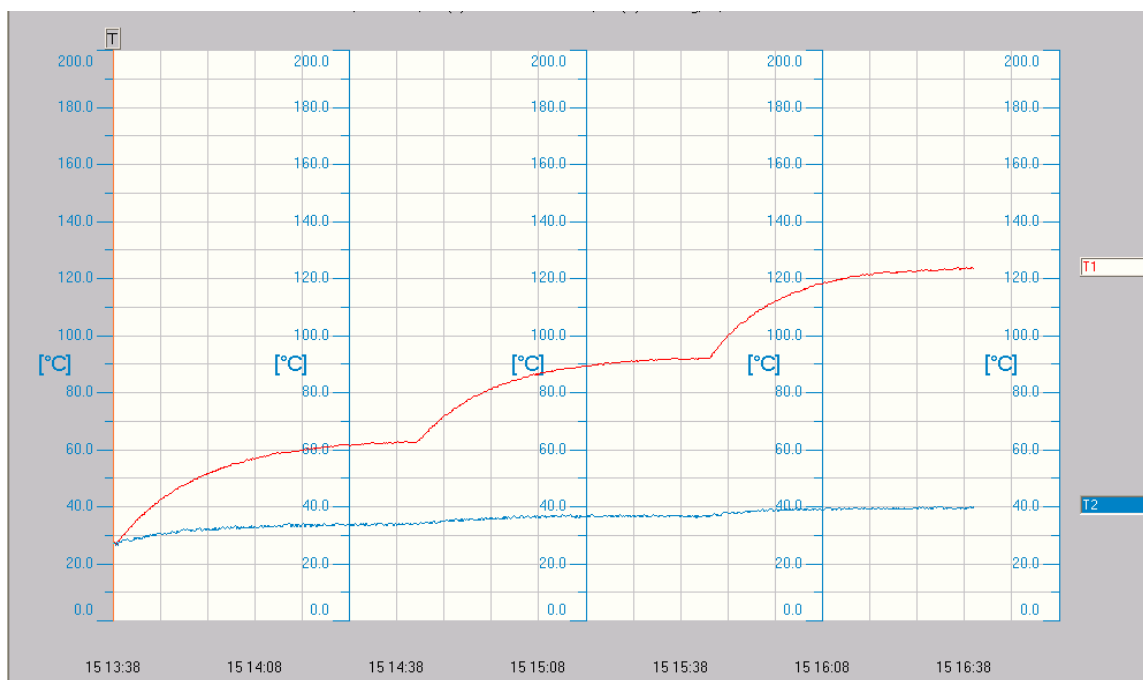


Fig.164 Caso-Acqua Bidistillata: Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 11 watt).

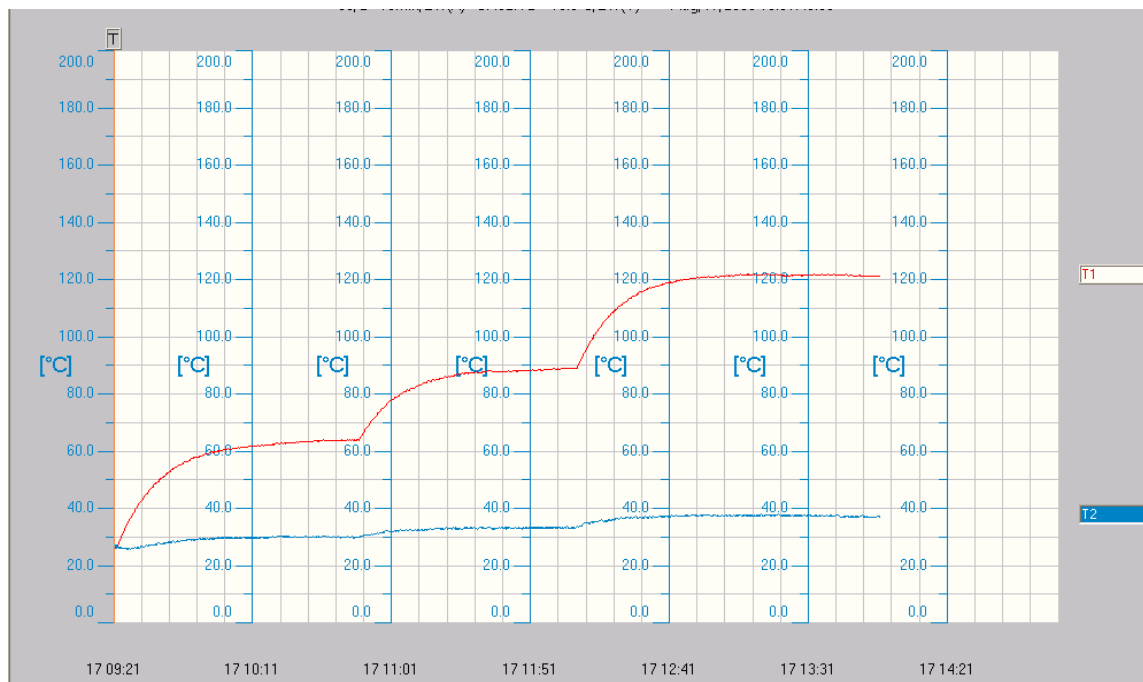


Fig. 165 Caso-Soluzione in Butanolo (1.5 %) : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 11 watt).

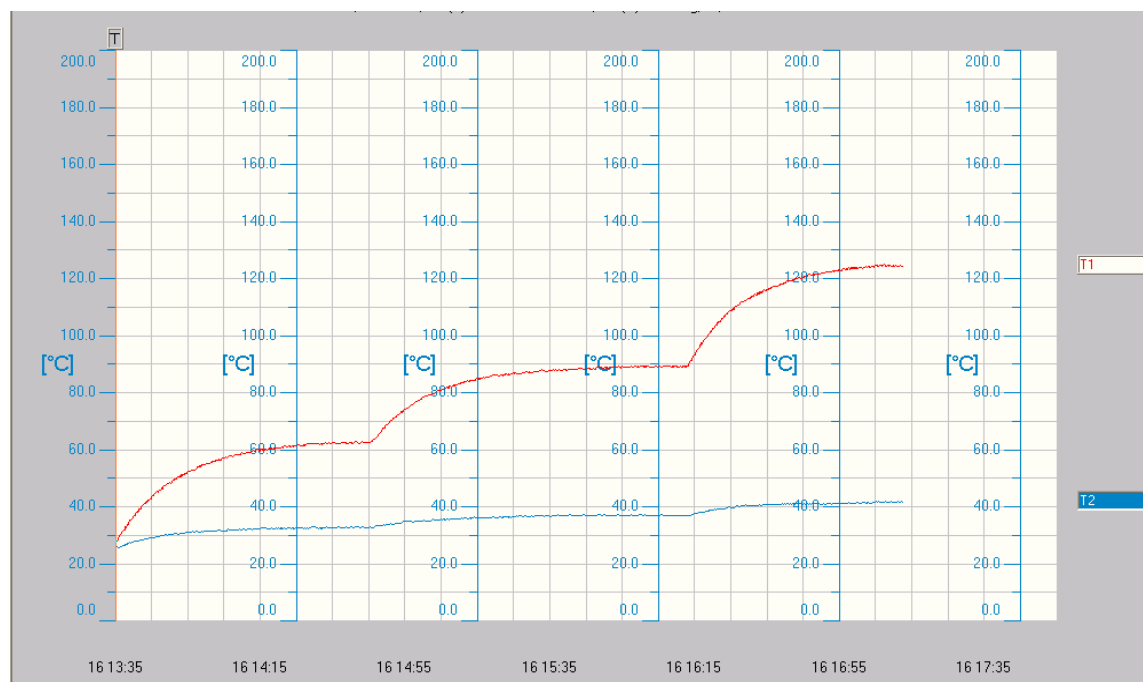


Fig.166 Caso-Soluzione in Butanolo (0.1%): Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 11 watt).

Al solito, riportiamo di seguito una tabella con i valori delle temperature misurate al condensatore e all'evaporatore, e i profili di resistenza termica misurati per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all'heater:

			$T_{evap.}$ (C)	$T_{cond.}$ (C)	$DT_{evap.- cond.}$ (C)	R (C/W)
Acqua	-	4W	62.8	34.4	28.4	7.1
n-Eptan.	-	4W	58.6	32.1	26.5	6.62
But 1.5%	-	4W	64.1	29.9	34.2	8.55
But 0.1%	-	4W	63	32.8	30.2	7.55
Acqua	-	7W	91.9	36.9	55	7.86
n-Eptan.	-	7W	83.3	37.4	45.9	6.55
But 1.5%	-	7W	88.9	33.8	55.1	7.87
But 0.1%	-	7W	89.7	37	52.7	7.52
Acqua	-	11W	124	39.6	84.4	7.67
n-Eptan.	-	11W	115	43.1	71.9	6.53
But1.5%	-	11W	121.5	37.3	84.2	7.65
But0.1%	-	11W	125	41.8	83.2	7.56

Tab.22 Valori di tutte le temperature registrate, all'evaporatore e al condensatore, al variare della potenza fornita all'heater

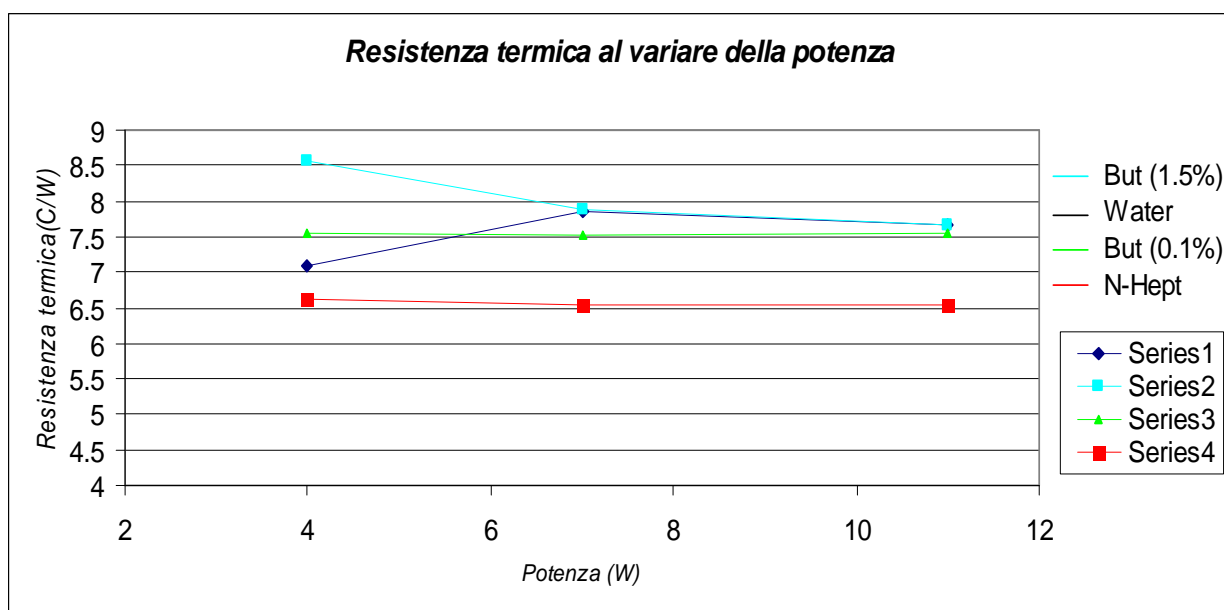


Fig.167 Profili di resistenze termiche per i 4 heat pipes al variare della potenza fornita all'heater

5.10 L'importanza della concentrazione di alcool in soluzione ed il ruolo che riveste nelle prestazioni di un heat pipe

In questo paragrafo presentiamo i risultati relativi ai test effettuati su un heat pipe, sempre del tipo *grooved*, riempito con una soluzione molto diluita in n-eptanolo (concentrazione pari ad 1×10^{-3} moli/l). I risultati evidenziano come, in accordo con quanto riportato in letteratura e misurato sperimentalmente (vedi CAP. Misure di tensione superficiale), per bassi valori di concentrazione di alcool in soluzione, si registra un comportamento simile a quello di un liquido puro, ovvero la tensione superficiale della soluzione decresce all'aumentare della temperatura. In questo caso, dunque, si sviluppa il classico moto alla Marangoni, all'interfaccia liquido – vapore, che trascina il liquido verso la regione del condensatore e che in diversi articoli scientifici [20] è riconosciuto come una delle cause di calo di prestazioni dei grooved heat pipes. L'immagine sotto riportata è relativa ad uno di questi test effettuati nell'ambiente e con la ventola, con due termocoppie posizionate al centro della regione dell'evaporatore e del condensatore. I risultati evidenziano come rispetto all'heat pipe riempito con la soluzione in n-eptanolo 0.1 % in peso (a cui corrisponde una concentrazione di n-eptanolo pari a circa 7×10^{-3} moli/l), questo heat pipe abbia non solo un limite di funzionamento più basso (*dry out* a circa 11 watt), ma anche una resistenza termica più alta:

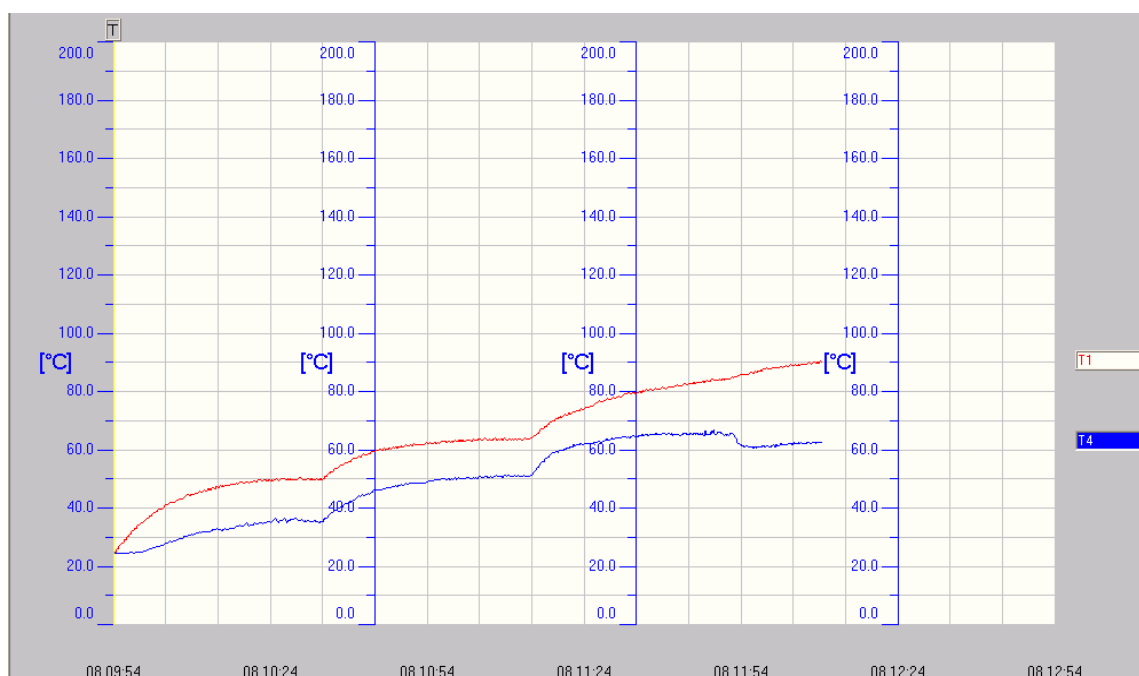


Fig. 168 Caso-Soluzione in N-eptanolo (1×10^{-3} moli/l) : Profili di temperature all'evaporatore ed al condensatore al variare della potenza fornita all'heater (steps: 4 – 7 - 11 watt).

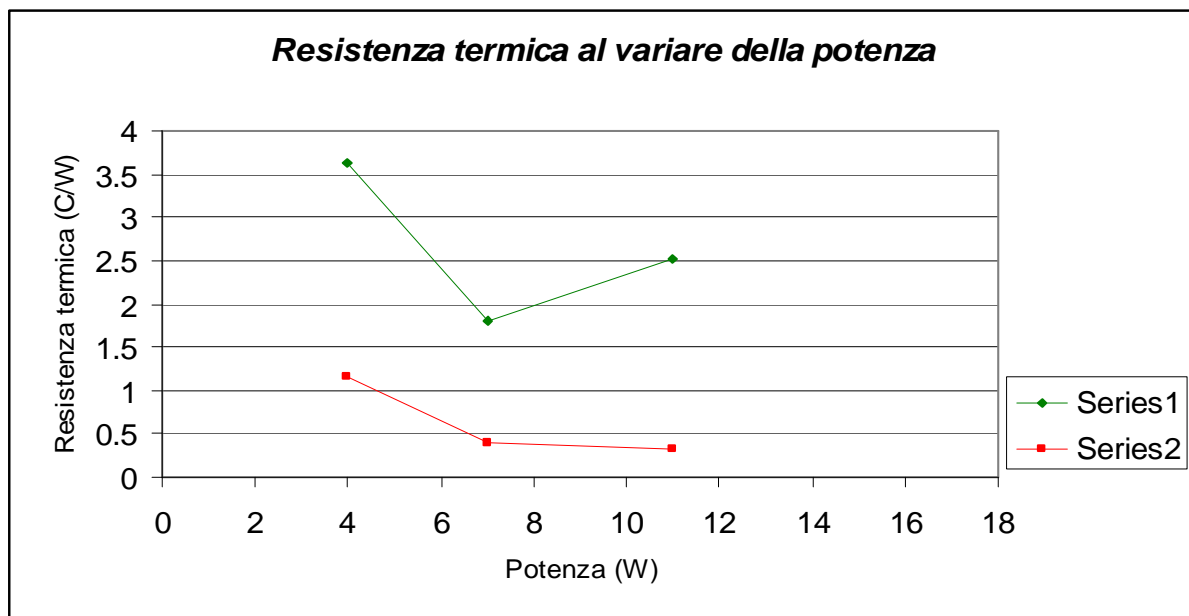


Fig.169 Profili di resistenze termiche per i due heat pipes in n-eptanolo al variare della potenza fornita all'heater

<i>Resistenza termica (C/W) al variare della potenza</i>	4 W	7 W	11 W
Soluzione Acqua + Eptanolo (1 x 10 ⁻³ mol/l)	3.625	1.814	2.527
Soluzione Acqua + Eptanolo (7 x 10 ⁻³ mol/l)	1.15	0.385	0.325

Tab.23 Valori della resistenza termica al variare della potenza fornita all'heater per due heat pipes riempiti con due soluzioni diverse in n-eptanolo

I risultati avuti da questi tests danno dunque ragione alle misure di tensione superficiale effettuate in laboratorio e ai dati presenti in letteratura, evidenziando l'importanza della concentrazione di alcool presente in soluzione, in questo caso l'n-eptanolo, e la sua influenza sulle prestazioni dell'heat pipe. Il comportamento di questo heat pipe, al crescere della potenza fornita ai cartridge heaters, risulta migliore di quello riempito con acqua pura (resistenza termica più bassa e dry-out più alto) ma, come detto, peggiore di quello riempito con una soluzione dalla concentrazione di eptanolo maggiore. Questo pone le basi per una ricerca della concentrazione ottimale di alcool in soluzione nell'intento di migliorare le prestazioni degli heat pipes.

5.11 Prove nell'ambiente e con la ventola : heat pipes con diametro da 8mm

Sono state effettuate altre prove di laboratorio per studiare le prestazioni di altri due heat pipes, sempre del tipo “*grooved*”, riempiti uno con acqua bi-distillata ed uno con una soluzione in n-eptanolo (8×10^{-3} moli / l), del diametro però di 8 mm anziché di 4 mm. Le prove sono state effettuate nell'ambiente e utilizzando come sistema di raffreddamento una ventola. I risultati hanno confermato che la soluzione in n-eptanolo, anche in heat pipes di maggiori dimensioni, migliora notevolmente le prestazioni dell'heat pipe rispetto a quelle relative a liquidi convenzionali come l'acqua pura:

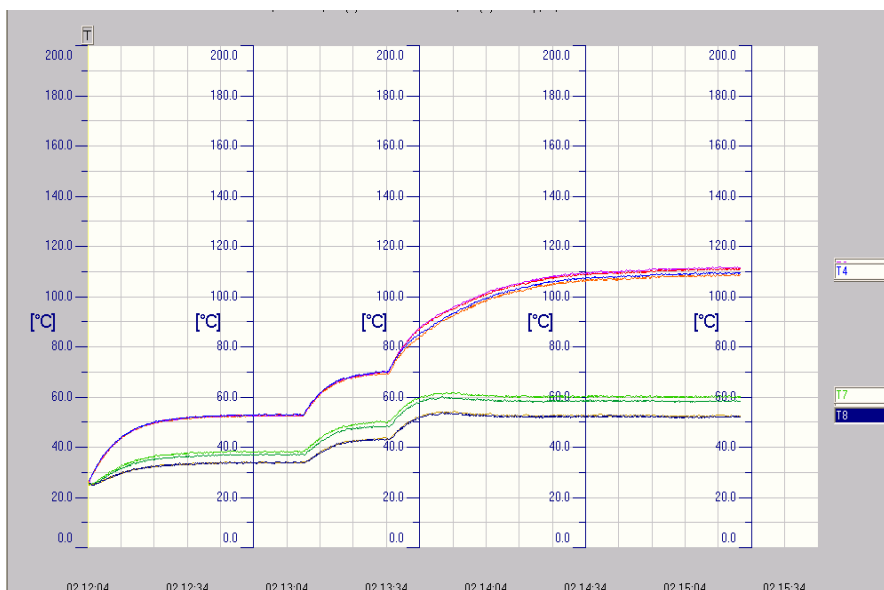


Fig 170: Acqua : 5.5 – 10 – 15 watt

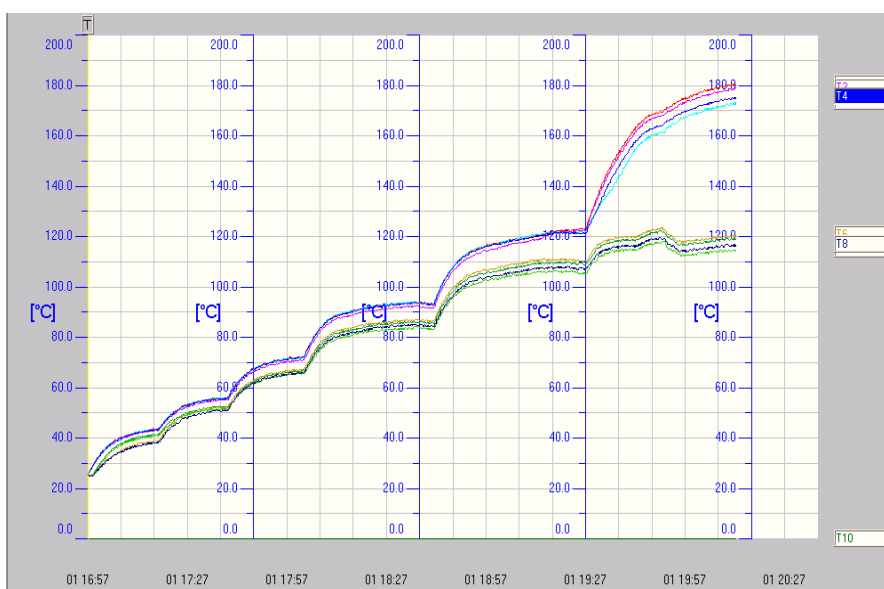


Fig. 171 :Acqua + N-eptanolo : 5.5 – 10 – 15 – 22 – 31 – 39 w

5.12 Analisi delle prestazioni di un heat pipe

In questa sezione riportiamo una analisi delle prestazioni dei 4 heat pipes testati,

- al variare della loro inclinazione rispetto alla gravità
- al variare della potenza fornita all'heater
- al variare del tipo di fluido utilizzato

Il parametro di riferimento utilizzato per definire le prestazioni degli heat pipes è stato la differenza di temperatura alle estremità dell'heat pipe, che poi si lega direttamente con la resistenza termica.

Dai risultati ottenuti da tutti i tests, si può concludere che:

1. Nella configurazione ``a termosifone`` non ci sono grandi differenze di prestazioni tra i 4 heat pipes testati, e questo perchè in questa configurazione la forza di gravità gioca un ruolo preponderante nel meccanismo di trasporto di liquido verso l'evaporatore posto in basso, e tale effetto è lo stesso per tutti gli heat pipes;
2. Nella configurazione ``orizzontale``, in cui l'effetto della gravità è ridotto, le forze di tensione superficiale giocano un ruolo importante nel ritorno del liquido all'evaporatore. I risultati evidenziano che tale effetto è più importante nel caso delle soluzioni alcoliche rispetto al caso di acqua bi-distillata, e ciò può essere imputato all'effetto Marangoni Inverso legato al gradiente di concentrazione e di temperatura presente lungo la superficie d'interfaccia liquido-vapore; ambedue i gradienti sono importanti perchè inducono a loro volta un gradiente di tensione superficiale **positivo** che muove il liquido all'interfaccia dal condensatore verso l'evaporatore. Il risultato più evidente è l'aumento del limite di funzionamento (dry out) rispetto al caso di acqua pura;
3. In una configurazione in cui l'heat pipe, rispetto ad una configurazione orizzontale, è inclinato di 20 gradi con l'heater posto in alto ed il condensatore in basso, a parità di potenza fornita all'heater, mentre gli heat pipes riempiti con le soluzioni alcoliche continuano a trasferire calore nonostante l'effetto contrastante della gravità, l'heat pipe riempito con acqua raggiunge subito il dry out. Responsabile di tale diversità di comportamento, ancora una volta, potrebbe essere l'effetto Marangoni inverso, assente nel caso dell'acqua;
4. In una configurazione verticale con la gravità contrastante, tutti gli heat pipes non funzionano; questo perchè la forza di gravità prevale rispetto alle forze di tensione superficiale e impedisce il ritorno del liquido all'evaporatore, riducendo drasticamente le prestazioni degli heat pipes.

5. Sempre nella configurazione verticale con la gravità contrastante, all'aumentare della potenza fornita all'heater, la differenza di temperatura tra evaporatore e condensatore aumenta per tutti gli heat pipes, rimanendo piuttosto piccola nella configurazione in cui l'evaporatore è posto in alto ed il condensatore in basso (configurazione "a termosifone"). Viceversa, in configurazione orizzontale, all'aumentare della potenza fornita ai cartridge heaters, la differenza di temperatura tra l'evaporatore ed il condensatore nel caso delle soluzioni alcoliche è più piccola di quella che si ottiene nel caso dell'acqua pura;
6. E' importante la concentrazione di alcool in soluzione. Nel caso della soluzione in n-eptanolo è stato dimostrato che per valori piccoli di concentrazione le prestazioni dell'heat pipe si avvicinano a quelle degli heat pipes riempiti con liquidi puri;
7. Infine, anche con heat pipes più grandi (diametro pari a 8mm), è possibile apprezzare l'aumento della capacità di scambio termico degli heat pipes riempiti con soluzioni alcoliche rispetto al caso di acqua pura;

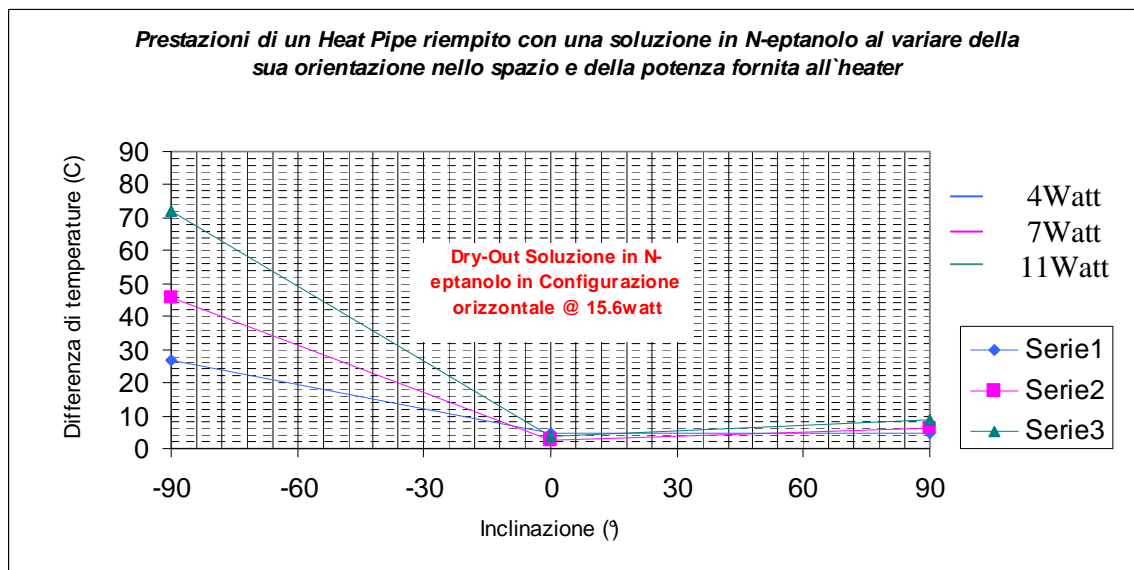


Fig. 172 Caso Soluzione in N-eptanolo. Differenza di temperature tra l'heater ed il condensatore al variare della potenza fornita all'heater e dell'orientazione nello spazio

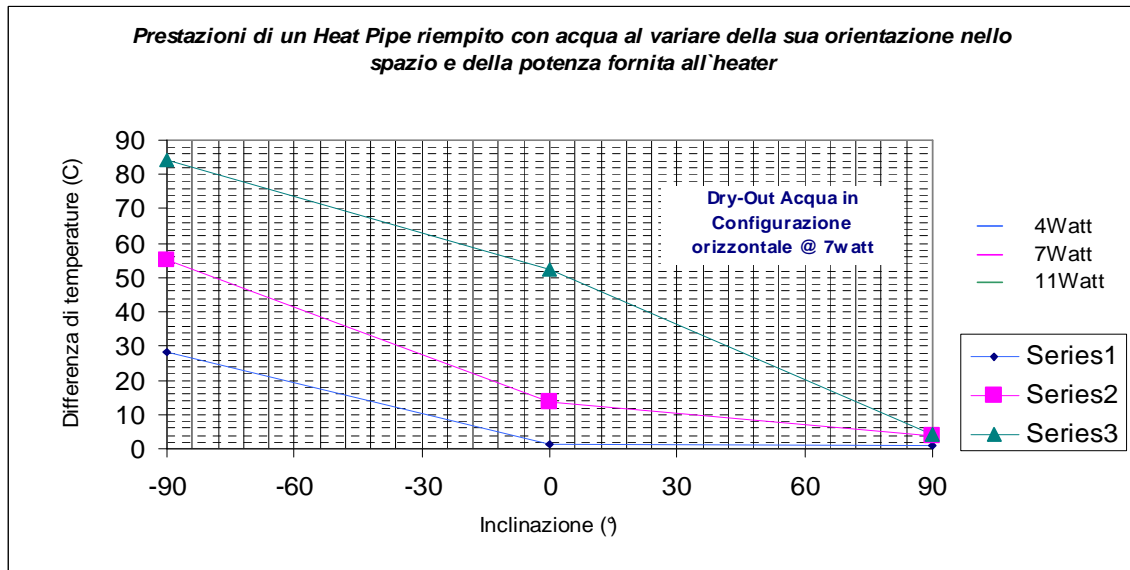


Fig. 173 Caso Acqua Bi-distillata. Differenza di temperature tra l'heater ed il condensatore al variare della potenza fornita all'heater e dell'orientazione nello spazio

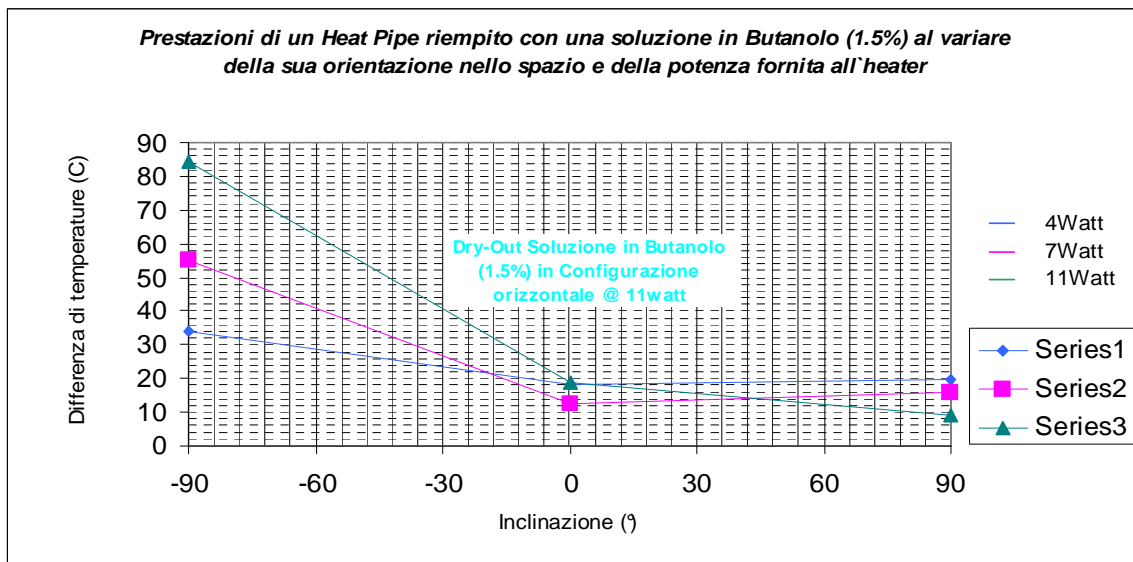


Fig. 174 Caso Soluzione in Butanolo (1.5%). Differenza di temperature tra l'heater ed il condensatore al variare della potenza fornita all'heater e dell'orientazione nello spazio

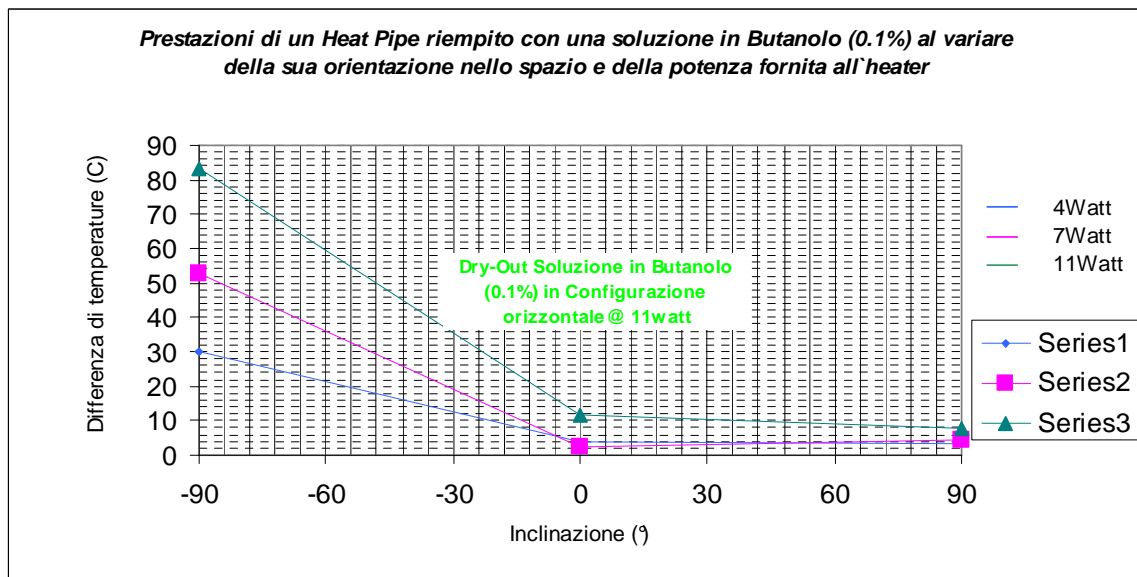


Fig. 175 Caso **Soluzione in Butanolo (0.1 %)**. Differenza di temperature tra l'heater ed il condensatore al variare della potenza fornita all'heater e dell'orientazione nello spazio

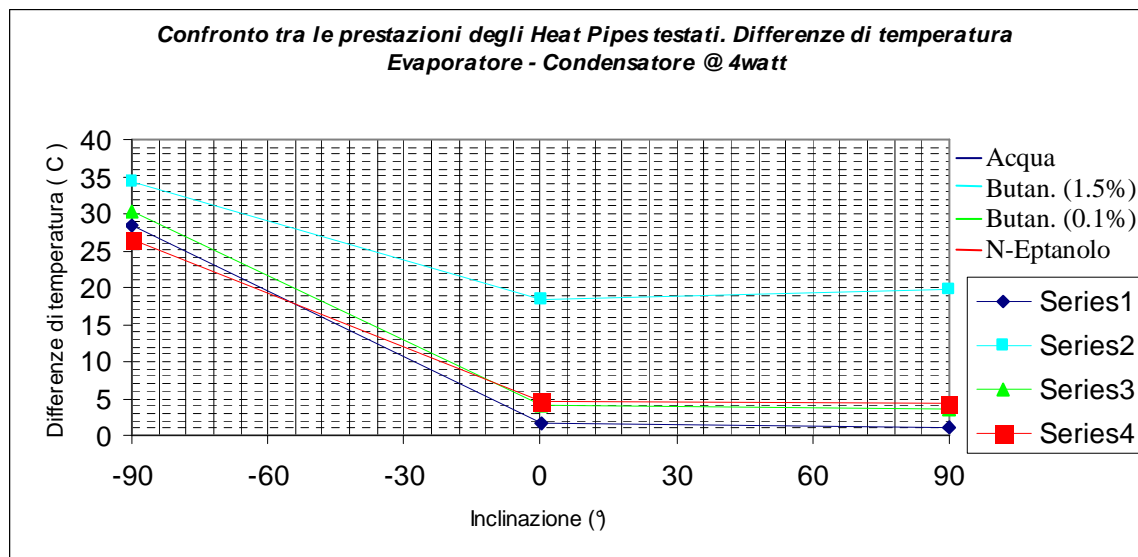


Fig.176 Confronto tra le differenza di temperature tra l'heater ed il condensatore per i 4 heat pipes al variare della loro orientazione nello spazio, ed in corrispondenza di una potenza di 4 watt fornita all'heater

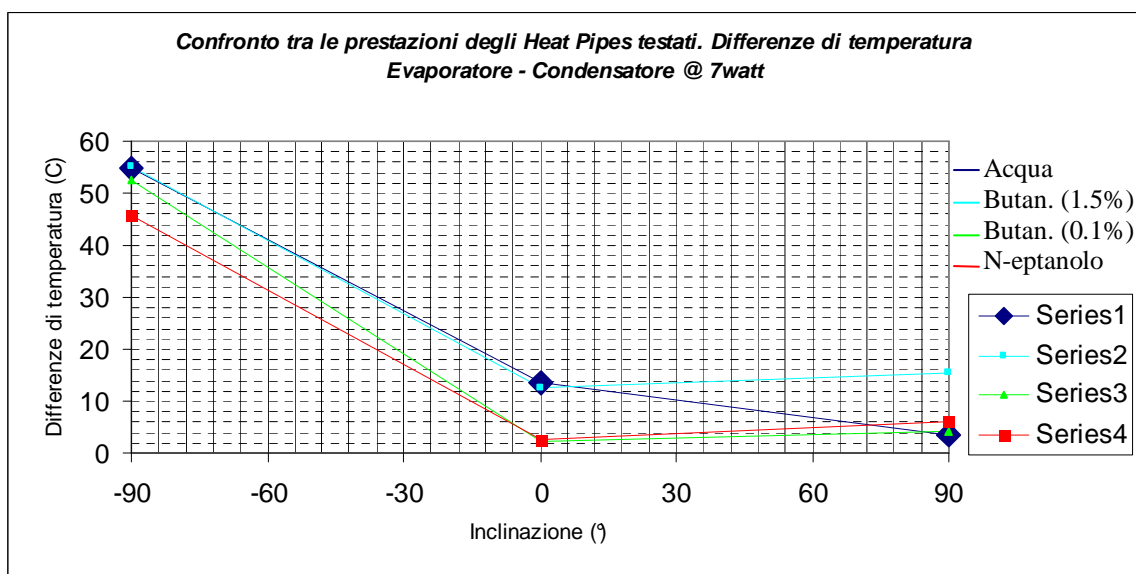


Fig. 177 Confronto tra le differenze di temperature tra l'heater ed il condensatore per i 4 heat pipes al variare della loro orientazione nello spazio, ed in corrispondenza di una potenza di 7 watt fornita all'heater

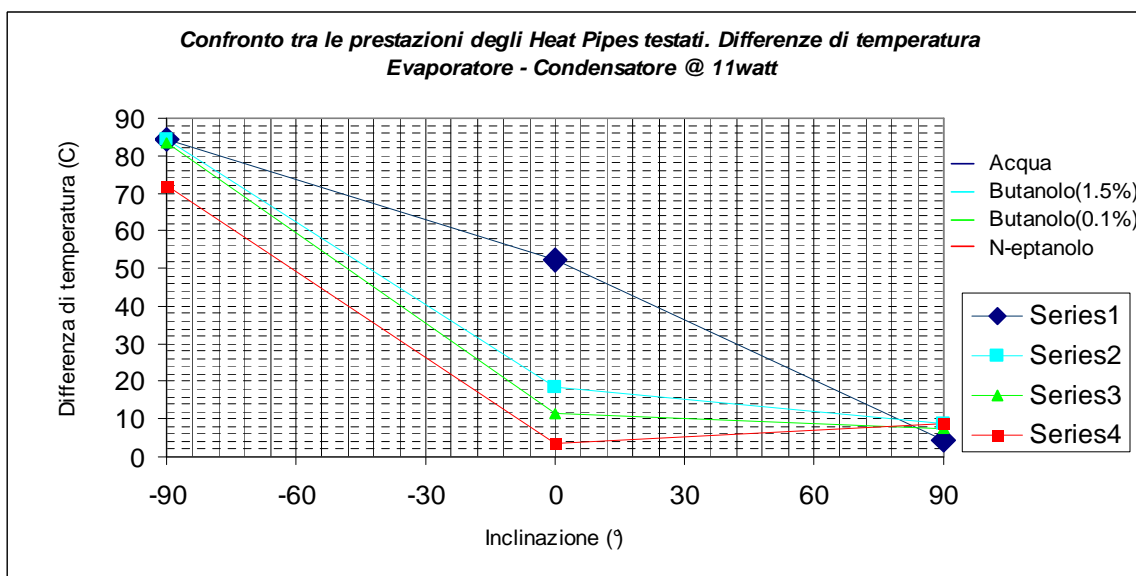


Fig.178 Confronto tra le differenze di temperature tra l'heater ed il condensatore per i 4 heat pipes al variare della loro orientazione nello spazio, ed in corrispondenza di una potenza di 11 watt fornita all'heater

Cap.6 : - `` Conclusioni ``

I risultati di maggior rilievo presentati in questa Tesi di Dottorato possono essere così sintetizzati :

- Lo studio delle proprietà di tensione superficiale di soluzioni acquose diluite di alcoli a catena lunga hanno messo in evidenza un comportamento inusuale della tensione superficiale a cui corrisponde un effetto Marangoni inverso;
- Un accurato studio sperimentale e numerico di diverse configurazioni ha dimostrato come tali soluzioni possano essere impiegate potenzialmente quali fluidi di riempimento per heat pipes, con il fine ultimo di migliorarne le prestazioni;
- Gli heat pipes riempiti con tali soluzioni sono stati caratterizzati in modo sistematico confermando le previsioni, ovvero, l'impiego di soluzioni alcoliche ad effetto Marangoni inverso migliora le prestazioni degli heat pipes riducendo la resistenza termica ed innalzando il limite di funzionamento legato al fenomeno del “dry-out”.

I risultati ottenuti, inoltre, sono di particolare interesse per le industrie interessate allo sviluppo di scambiatori di calore e in particolare le aziende impegnate nella realizzazione e commercializzazione di micro heat pipes per applicazioni spaziali. Alla luce di tali risultati sarà infatti sviluppato un payload sperimentale da imbarcare a bordo di un volo parabolico e di un microsatellite, sviluppato dalla Agenzia Spaziale Italiana, con il fine ultimo di realizzare pannelli innovativi per lo smaltimento del calore prodotto all'interno di satelliti.

In futuro, sulla scia dei risultati ottenuti da questa attività di ricerca, si potrà focalizzare l'attenzione su altre soluzioni acquose diluite di alcoli a catena lunga (es. Dodecanolo) , nell'ottica di definire nuovi fluidi per il riempimento di heat pipes ed al tempo stesso, si potranno programmare sperimentazioni a bordo di piattaforme orbitali e sub-orbitali per valutare l'efficienza di scambio termico di questi liquidi anche in condizioni di gravità ridotta, per future applicazioni in ambito spaziale.

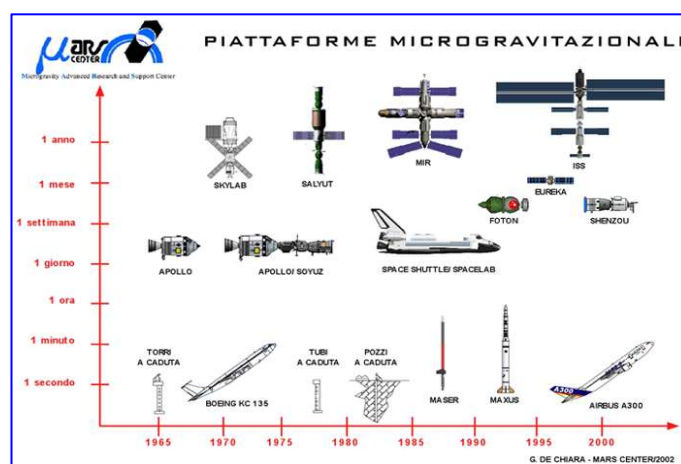


Fig. 179 Piattaforme Microgravitazionali

Riferimenti Bibliografici:

- 1) Abe, Y. , “*About Self-Rewetting Fluids – Possibility as a new working fluid*”, Thermal Science & Engineering, Vol. 8 , N. 4 , (2003);
- 2) Abe, Y., “*Self-Rewetting Fluids-Beneficial Aqueous Solutions*”, Proceedings of ECI: ITP - 05-26: The Interdisciplinary Transport Phenomena in Microgravity and Space Conference IV, , Tomar, Portugal, August 7-12, (2005)
- 3) Abe, Y., “*Heat Transfer with Self Rewetting Fluids*”, Proceedings of IMECE-2005-79174: International Mechanical Engineering Conference & Exposition, November 5-11, Orland, (2005)
- 4) Abe, Y., and Iwasaki, A., “*Observation of vapour bubble of non-azeotropic binary mixture in microgravity with a two wavelength interferometer*”, Proc.5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conf., AJTE99-6418, (1999)
- 5) Abe, Y., and Tanaka, K., “*Heat transfer devices with self-rewetting fluids*”, Proc. IMECE2004-61328, (2004)
- 6) Abe, Y., Oka, T., Mori, Y.H. and Nagashima A., “*Pool boiling of a non-azeotropic binary mixture under microgravity*”, Int. J. Heat Mass Transfer, 37, 2405-2413, (1994)
- 7) Anderson, D.M., and Davis, S.H., “*Local Fluid and Heat Flow near Contact Lines*”, J. Fluid Mech., 268, pp.231-265, (1994)
- 8) Annaiev, E.P., Boyko, L.D., and Kruzhilin, G.N., “*Heat Transfer in the presence of Steam Condensation in a horizontal tube*”, Proc. 1st Int. Heat Transfer Conf., part 2, p290 (1961)
- 9) Azouni, M. A., Normand, C. , and Pêtre G., Journal of Colloid and Science **239**, pp. 509 – 516, (2001) ;
- 10) Chang, W. S., and Hager, B. G., “*Advanced Two-Phase Thermal Management in Space*”, National Heat Transfer Conference, Minneapolis (1990)
- 11) Cheung, M.K., Hoang, T.T., Ku, J., and Kaya, T., “*Thermal performance and operational characteristics of Loop Heat Pipe*”, Proceedings of the 28th International Conference on Environmental Systems, Society of Automotive Engineers, (SAE Paper n.981813), (1998)
- 12) Carey, V.P., “*Liquid-Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*”, Taylor & Francis, Washington, DC, pp. 127-138 (1992)
- 13) Cotter, T.P., *Principles and Prospects for Micro Heat Pipes*, Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf . , Tsukuba, Japan, pp.328-335, (1984)
- 14) Cotter, T. P., *Theory of Heat Pipes*, USAEC REPORT LA-3246, Contract W-7405-eng-36, Los Alamosd Scientific Lab., Univ. of California, Sept., (1965)

- 15) Cotter, T.P., “*Heat Pipe Startup Dynamics*”, Proc. SAE Thermionic Conversion Specialist Conference, Palo Alto, CA (1967)
- 16) Di Marco, P., J. Japan Society Application, **20**-4, 252-263, (2003)
- 17) Di Marco, P., and Grassi, W., “*EHD effects on pool boiling in reduced gravity*”, Proc. 5th ASME/JSME Joint Thermal Eng. Conf., AJTE99-6275, (1999)
- 18) Deverall, J.E., and Kemme, J.E., *Satellite Heat Pipe*, USAEC REPORT LA-3278, Contract W-7405-eng-36, Los Alamos Scientific Lab., Univ. of California, Sept., (1970)
- 19) Ehrhard, P., and Davis, S.H., “*Non-Isothermal Spreading of Liquid Drops on Horizontal Plates*”, J. Fluid Mech., 229, pp.365-388, (1991)
- 20) Eninger, J. E., and Marcus, B. D., “*The Marangoni effect and capacity degradation in axially grooved heat pipes*”, In: International Heat Pipe Conference, 3rd, Palo Alto, Calif., May 22-24, 1978, Technical Papers. (A78-35576 14-34) New York, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., 1978, p. 414-417.
- 21) Faghri, A., “*Heat pipe Science and Technology*”, Taylor & Francis, Washington, DC. (1995)
- 22) Grover, G.M., “*Evaporation-Condensation Heat Transfer Device*”, U.S. Patent 3229759, (1996)
- 23) Hocking, L.M., “*On Contact Angles in Evaporating Liquids*”, Phys. of Fluids, 7(12), pp.2950-2995, (1995)
- 24) Holman, J.P., *Heat Transfer 7th Edition*, McGraw-Hill, p356, (1990)
- 25) Ku, J., et al., “*Overview of Capillary Pumped Loop Technology*”, ASME 29th National Heat Transfer Conference, Atlanta, GA, v236, pp.1-17 (1993)
- 26) Kuramae, M. , and Suzuki, M. , “*Two component heat pipes utilizing the Marangoni effect*”, Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol. 26, N. 2, (1993);
- 27) Liao, Q., and Zhao, T.S., “*Evaporative Heat Transfer in a Capillary Structure Heated by a Grooved Block*”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.13, N.1, pp.126-133, (1999)
- 28) Loh, C.K. , Harris, E., and Chou, D. J., “*Comparative Study of Heat Pipes Performances in Different Orientations*”, 21st IEEE SEMI-THERM Symposium
- 29) Ma, H.B., Pratt, D.M., and Peterson, G.P., “*Disjoining Pressure Effect on the Wetting Characteristics in a Capillary Pore*”, Microscale Thermophys. Eng., 2(4), pp.283-297, (1998)
- 30) Mitrovic, J., Int. J. Heat Mass Transfer, **41** – 12, 1771-1785, (1998)
- 31) Nikitkin, M.N., and Bienert, W.B., “*Non condensable Gases and Loop Heat Pipe Operation*”, SAE Paper, N.981584, (1998)

- 32) Ogushi, T., Murakami, M., Masumoto, H., and Kawaji, M., “*Heat Transfer Capability and Liquid Behaviour of Axially Grooved Wick Heat Pipes in Microgravity Environment*”, Heat Transfer in Microgravity, ASME, HTD-Vol.269, (1993)
- 33) Ogushi, T., and Yamanaka, G., “*Heat Transfer Capability of Grooved Heat Pipes*”, Proceedings of 5th Int. Heat Pipe Conf., pp.74-79, (1984)
- 34) Ogushi, T., and Yamanaka, G., “*Heat transport performance of Axially Grooved Heat Pipes*”, Proceedings of Symp. on Mechanics for Space Flight, pp. 127-139, (1987)
- 35) Pètre G., and Wozniak, G. , “*Measurement of the variation of the Interfacial tension with temperature between immiscible liquids of equal density*”, Acta Astronautico, Vol. 13, N. 11/12, pp. 669-672, (1986)
- 36) Pratt, D.M., “*The Effects of Thermocapillary Stresses on the Wetting Characteristics, Heat Transfer Effectiveness, and Stability of an Evaporating, Capillary Re-Supplied, Curved Meniscus Within a Capillary Tube*”, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Dayton (1996)
- 37) Pratt, D.M., Brown, J.R., and Hallinan, K.P., “*Thermocapillary effects on the Stability of a Heated, Curved Meniscus*”, ASME J. Heat Transfer, 120, pp.220-226, (1998)
- 38) Pratt, D.M. , Chang, W.S., and Hallinan, K.P., “ *Effects of Thermocapillary Stresses on the Capillary Limit of Capillary-Driven Heat Transfer Devices*”, Proc. 11th International Heat Transfer Conference, Kyongju, Korea (1998)
- 39) Pratt, D.M., and Hallinan, K.P., “*Thermocapillary Effects on the Wetting Characteristics of a Heated Curved Meniscus*”, J.Thermophys. Heat Transfer, 11(4), pp.519-525, (1997)
- 40) Pratt, D. M. , and Hallinan, K. P., “*Thermocapillary effects on the wetting characteristics of a heated curved meniscus*”, Journal of Thermophysics & Heat Transfer, Vol.11, N.4, pp. 519- 525, (1997)
- 41) Pratt , D. M., and Kihm, K. D., “*Binary Fluid Mixture and Thermocapillary effects on the Wetting Characteristics of a Heated Curved Meniscus*”, Journal of Heat Transfer, Vol. 125, pp. 867-874, October (2003) ;
- 42) Richter, R., and Gottschlich, J.M., “*Thermodynamic Aspects of Heat Pipe Operation*”, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8, N.2, pp. 334-340, (1994)
- 43) Sen, A.K., and Davis, S.H., “*Steady Thermocapillary Flows in Two Dimensional Slots*”, J. Fluid Mech., 121, pp.163-186, (1982)
- 44) Sheppard, T.D., Jr., “*Heat Pipes and their application to thermal control in electronic equipment*”, Proc. National Electronic Packaging and Prodn. Conf., Anaheim, California, Feb. 11-13, (1969)
- 45) Straub, J., “*Boiling heat transfer and bubble dynamics in microgravity*”, Advances in Heat Transfer Vol.35, Ed. J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Jr., 57-172, Academic Press (2001)

- 46) Wallis, G.B., “*One dimensional Two-Phase Flow*”, McGraw-Hill, (1969)
- 47) Yamamoto, K., Nakamizo, K., Kameoka, H., and Namba, K., “*High-Performance Micro Heat-Pipe*”, Furukawa Review, N.22, (2002)
- 48) Zhang N., “ *Innovative heat pipe systems using a new working fluid*”, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol.28 , N.8 , pp. 1025 – 1033 , (2001) ;
- 49) Zhang, N., and Chao, D. F., “*Models for enhanced boiling heat transfer by unusual Marangoni effects under microgravity conditions*”, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol.26 , N.8 , pp. 1081 – 1090 , (1999) ;